

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
Отделение нефтегазового дела

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
Исследование и совершенствование привода с гидродинамической муфтой центробежного насоса

УДК 004.925.84:621.825:621.67

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Крылов Дмитрий Евгеньевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Лев Алексеевич	Д.Т.Н.		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк Вера Борисовна	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна	-		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Томск – 2020 г.

Результаты ООП

Код	Результат обучения	Требования ФГОС ВО, СУОС, критериев АИОР, и/или заинтересованных сторон
Общие по направлению подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»		
P1	Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, для решения прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем, соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики), самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	УК-1, УК-2, УК-4, УК-5, УК-6, ОПК-1.0ПК-2, ЕАС-4.2, АВЕТ-3А, АВЕТ-3i, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом
P2	Решать профессиональные инженерные задачи на основе информационной и библиографической культуры с применением информационнокоммуникационных технологий и с учетом основных требований информационной безопасности.	УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, УК-8, ОПК-2, ОПК-6, ОПК-7, ПК-2, ПК-4 критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
в области производственно-технологической деятельности		
P3	Применять процессный подход в практической деятельности, сочетать теорию и практику при эксплуатации и обслуживании технологического	УК-1, УК-2, УК-3, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных

	оборудования нефтегазовых объектов.	стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 17 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
P4	Оценивать риски и определять меры по обеспечению безопасности технологических процессов в практической деятельности и применять принципы рационального использования природных ресурсов и защиты окружающей среды в нефтегазовом производстве.	УК-1, УК-2, ОПК-6, ПК-1, ПК-3, ПК-4, ПК-5, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
в области организационно-управленческой деятельности		
P5	Эффективно работать индивидуально и в коллективе по междисциплинарной тематике, организовывать работу первичных производственных подразделений, используя принципы менеджмента и управления персоналом и обеспечивая корпоративные интересы.	УК-3, УК-6, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4
P6	Участвовать в разработке организационно-технической документации и выполнять задания в области сертификации нефтегазового оборудования	УК-2, УК-6, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-4, требования профессиональных стандартов: 40.083 Профессиональный стандарт "Специалист по компьютерному

		проектированию технологических процессов" (утвержден приказом Минтруда России от 26.12.2014 № 1158н), 19.003 Профессиональный стандарт "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 21.11.2014 № 927н); 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования" (утвержден приказом Минтруда России от 26.04.2014 № 1175н).
в области экспериментально-исследовательской деятельности		
P7	Получать, систематизировать необходимые данные и проводить эксперименты с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий для решения расчетно-аналитических задач в области нефтегазового дела.	УК-1, УК-2, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-5
в области проектной деятельности		
P8	Использовать стандартные программные средства для составления проектной и рабочей и технологической документации объектов бурения нефтяных и газовых скважин, добычи, сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов	УК-2, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4
Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»		
P9	Планировать и организовывать работу по проведению планово-предупредительных ремонтов установок, технического обслуживания и ремонта оборудования.	ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, ПК-5, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования "
P10	Планировать внедрение новой техники и передовых технологий, разрабатывать и реализовывать программы модернизации и технического перевооружения предприятия.	УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.013 Профессиональный стандарт

		"Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования"
P11	Организовывать проведение проверок технического состояния и экспертизы промышленной безопасности, проводить оценку эксплуатационной надежности технологического оборудования.	УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-4, ПК-5, критерий 5 АИОР (п. 2.1, 2.10...), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.013 Профессиональный стандарт "Специалист по эксплуатации газотранспортного оборудования "

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) (Дата) Манабаев К.К.

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ84	Крылову Дмитрию Евгеньевичу

Тема работы:

Исследование и совершенствование привода с гидродинамической муфтой центробежного насоса

Утверждена приказом директора (дата, номер)

№79-16/с от 19.03.2020

Срок сдачи студентом выполненной работы:

01.06.2020

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

*Объектом разработки является привод центробежного насоса с гидродинамической муфтой.
Необходимо предложить технические решения по совершенствованию гидродинамических муфт.
В качестве исходных данных представлены: скорость вращения, мощность.*

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	1. Аналитический обзор литературных источников с целью выяснения достижений науки и техники в рассматриваемой области. 2. Анализ основных типов гидродинамических муфт. 3. Создание 3D модели гидродинамической муфты с последующими исследованиями. 4. Финансовый менеджмент. 5. Социальная ответственность. 6. Выводы по работе.
Перечень графического материала	
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент и ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Романюк Вера Борисовна, доцент, к.э.н.
«Социальная ответственность»	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент
«Английский язык»	Макаровских Александра Викторовна, старший преподаватель
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
Теоретическая часть ВКР	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	19.03.2020
---	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Крылов Д.Е.		

Реферат

Выпускная квалификационная работа содержит 150 с., 55 рис., 22 табл., 49 источников.

Ключевые слова: гидродинамическая муфта, насосное колесо, турбинное колесо, центробежный насос, электродвигатель.

Объект исследования: гидродинамическая муфта, рабочие колеса гидромуфты.

Цель работы: анализ и обоснование применения гидродинамических муфт для привода центробежного насоса.

В процессе исследования проводились: обзор литературы, подбор оборудования для привода центробежного насоса с гидродинамической муфтой, создание 3D модели гидромуфты.

В результате исследования была выявлена проблема гидравлических потерь в гидромуфте при малом количестве лопаток и малом заполнении.

Основные конструктивные, технологические и техникоэксплуатационные характеристики: частота вращения, мощность, уровень жидкости в гидромуфте, количество лопаток на рабочих колесах гидромуфты.

Область применения: нефтяные насосные станции в системах перекачивания нефти по магистральным, технологическим и вспомогательным нефтепроводам, нефтехимия.

Экономическая эффективность заключается в том, что при включении гидромуфты в состав привода центробежного насоса существенно повышается эксплуатационная надежность привода, долговечность и работоспособность, также использование гидромуфт избежать дополнительных затрат на детали, так как при ее эксплуатации износ деталей сводится к минимуму.

Нормативные ссылки

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 12.1.00383. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности.

ГОСТ 12.1.012-2004. Вибрационная безопасность. Общие требования.

СНиП 4156 – 86. Санитарные правила для нефтяной промышленности.

СНиП 23-05-95. Естественное и искусственное освещение.

ГОСТ 12.1.00588. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.

ГОСТ Р 50571.3-94. Электроустановки низковольтные. Часть 4-41. Требования для обеспечения безопасности. Защита от поражения электрическим током.

ГОСТ 12.1.004-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожарная безопасность. Общие требования (с Изменением N 1).

ГОСТ 12.2.003-74. Система стандартов безопасности труда оборудование производственное. Общие требования безопасности.

Список сокращений

ГМ – гидродинамическая муфта

ЭД – электродвигатель

КПД – коэффициент полезного действия

АД – асинхронный двигатель

ГП – гидродинамическая передача

ЦНСн – центробежный насос секционный нефтяной

Определения

В настоящей работе применены следующие термины с соответствующими определениями.

Гидродинамическая муфта – гидродинамическая передача, в которой отсутствует жесткая кинематическая связь между входным и выходным

валом, а крутящий момент без преобразования передается за счет изменения момента количества движения рабочей жидкости.

Центробежный насос – насос, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счёт центробежной силы, возникающей при воздействии лопастей рабочего колеса на жидкость.

Асинхронный двигатель – электрический двигатель переменного тока, частота вращения ротора которого не равна (в двигательном режиме меньше) частоте вращения магнитного поля, создаваемого током обмотки статора.

Насосное колесо – рабочее лопастное колесо гидромукты, соединенное с валом электродвигателя.

Турбинное колесо – рабочее лопастное колесо гидромукты, соединенное с валом центробежного насоса.

Скольжение – важный параметр гидромукты, означающий отставание скорости турбинного колеса от скорости насосного колеса.

Оглавление

Введение	12
1. Обзор литературы	14
2. Электродвигатель	19
3. Насос	20
4. Гидродинамические передачи	27
4.1 Принцип работы гидромуфты.....	29
4.2 Основные параметры гидромуфт	30
4.3 Характеристики гидромуфт	37
4.4 Совместная работа гидромуфты с приводным двигателем	44
4.5 Типы гидромуфт и их конструкции	46
5. Гидродинамическая муфта фирмы Rotofluid	64
6. Исследование влияния параметров гидродинамической муфты с использованием программного комплекса Ansys.....	73
7. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 94	
8. Социальная ответственность	116
Заключение	132
Список литературы	133
Приложение А	139
Приложение В.....	150

Введение

В настоящее время одним из крупнейших экспортеров нефти на мировом топливном рынке является Российская Федерация. Во многом стратегию экономического развития страны определяет увеличение объемов добычи нефти и транспортировки. Следовательно, к нефтедобывающей отрасли в Российской Федерации предъявляются оправданно высокие требования, начиная с анализа пластов залежей углеводородов и последующей добычи, и заканчивая передачей на перерабатывающие предприятия, то есть ставится задача по снижению затрат ресурсов на поддержание функционирования нефтедобывающего комплекса.

Согласно этим требованиям, использование гидродинамических муфт для центробежных насосов становится актуальным решением, так как благодаря им происходит экономия материальных средств. Это достигается благодаря:

1. Регулированию частоты вращения, что в свою очередь в режиме частичной нагрузки обеспечивает лучший КПД по сравнению с дроссельным регулированием. Отсюда снижение износа дроссельных органов.

2. Передаче большого крутящего момента за счет гидродинамической энергии жидкости практически без износа частей.

3. Щадящему режиму работы для приводного двигателя, благодаря плавному ускорению рабочей машины даже при очень большой маховой массе.

4. Отсутствию механической связи между приводной и рабочей машиной во время эксплуатации.

Цель: анализ и обоснование применения гидродинамических муфт для привода центробежного насоса.

Задачи:

1. Исследовать основные типы гидродинамических муфт;
2. Выполнить подбор оборудования для привода с гидромуфтой;

3. Провести испытания исследуемой гидромуфты с различными параметрами в программном комплексе Ansys.

1. Обзор литературы

В нефтегазовой отрасли центробежные насосы являются одним из самых энергозатратных видов оборудования. Поэтому регулирование производительности насосных агрегатов имеет очень большой потенциал, так как благодаря этому можно добиться большой экономии электроэнергии. Исходя из данных Европейской ассоциации производителей насосного оборудования, можно сделать вывод, что экономия электроэнергии при скоростном регулировании намного выше, чем экономия электроэнергии вместе взятых:

- 1) подрезке колес и их замене;
- 2) замене электродвигателей и насосов на их усовершенствованные аналоги;
- 3) параллельной установке насосов для каскадного регулирования.

Так же отказ от массово применяемого дросселирования и переход к скоростному регулированию позволяет увеличить срок эксплуатации оборудования и уменьшить потери от простоев.

Во всем мире регулируемый привод признан одной из самых ресурсосберегающих технологий.

Высокая эффективность при использовании на предприятиях автоматизированного регулируемого привода с насосными и вентиляционными установками, работающие в переменных режимах, доказана многолетним международным опытом.

Использование регулируемого привода способствует оптимизации работы ЭД, а так же минует непроизводительное потребление электричества.

Вопросы эффективности гидродинамического регулирования были рассмотрены применительно к различным установкам центробежного типа.

Необходимость контроля производительности и потенциал для экономии энергоресурсов раскрыт в [1].

Руководствуясь значительным опытом использования гидродинамических приводов в теплоэнергетике, показаны достоинства

регулирования частоты вращения питательных и сетевых насосов электростанций [2,3].

Сравнительный анализ эффективности методов регулирования производительности (частотно-регулируемый и гидродинамический привод) рассмотрены в работах [2,3,4].

В работах [5,6] изложены результаты применения регулируемых гидродинамических приводов. В них указаны как достоинства регулируемых гидродинамических муфт, а так же условия, которые нужны для успешной реализации проекта. Если сравнивать способы контроля производительности центробежных насосов, частотное является управление скоростью двигателя, а гидродинамическое скоростью насоса с постоянной частотой вращения ЭД.

Гидродинамическая муфта с электродвигателем применяется в качестве механизма для управления частотой вращения насоса в зависимости от уровня наполнения рабочей камеры. Сравнение эффективности двух упомянутых выше способов регулирования, а также факторы, которые влияют на выбор той или иной технологии изложены в [7].

КПД гидродинамической муфты и частотно-регулируемых привод (ЧРП) при номинальной частоте вращения ротора насоса практически идентичны и составляют 95-96%.

Когда скорость насоса падает ниже номинальной скорости, КПД частотно-регулирование немного уменьшается (до 92-94%), а КПД гидродинамической муфты падает более резко (84-85%) при скорости ЭД $2/3$ от номинальной (рис. 1).

В практике управления производительностью насоса диапазон изменения скорости является относительно небольшим. Лишь незначительную часть времени установка эксплуатируется в режимах, КПД гидродинамической муфты заметно падает. Например, если частота насоса упадет на 10% ($n_2 / n_1 = 0,9$), тогда подача также уменьшится на 10%, напор на - 19%: $H_2 = H_1 \cdot 0,9^2 = 0,81H_1$, а мощность на валу насоса снизится на 27%:

$P_2 = P_1 \cdot (0,9)^3 = 0,73P_1$. Из этого следует, что для регулирования напора насоса в широком диапазоне, а также ощутимого уменьшения мощности, которая потребляется насосом, необходимо уменьшить скорость насоса в достаточно узком диапазоне, при этом будет сохраняться КПД гидромукты на достаточно высоком уровне (рис.1).

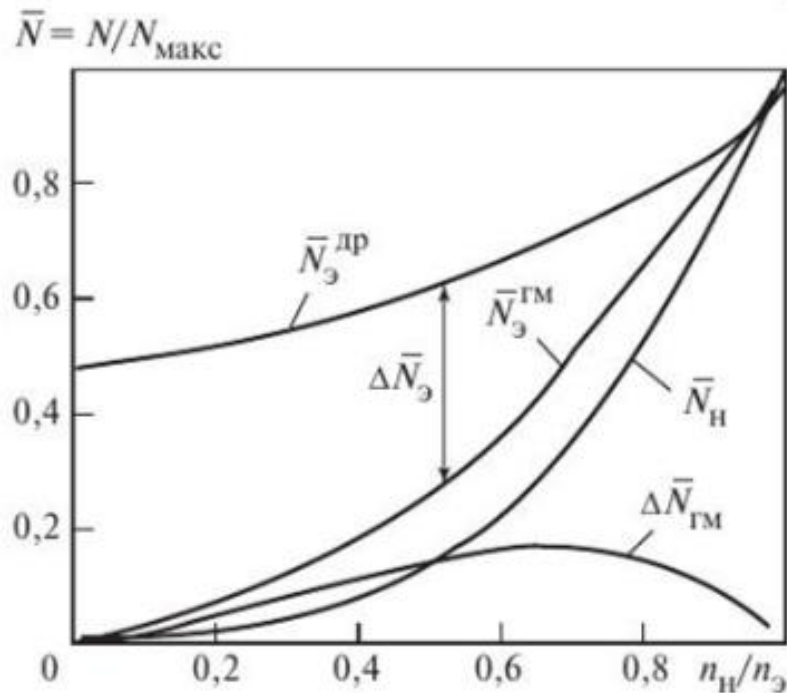


Рисунок 1 – Зависимость затраченной мощности насосной установкой от частоты вращения и метода регулирования

М – электродвигатель;

Н – насосная установка;

ГМ – гидродинамическая муфта;

ДР – регулирование дросселем;

n_H – частота вращения насоса;

n_M – частота вращения ЭД;

P_H – кривая теоретической характеристики центробежного насоса;

$P_{ГМ}$ – мощность на валу ЭД с гидродинамической муфтой;

$P_{ДР}$ – мощность на валу ЭД с дросселем;

$\Delta P_{ГМ}$ – потери в гидромукте;

ΔP_9 – разница эл. мощностей при регулировании дросселем и гидродинамической муфтой.

Если принять условие, что насосы разной мощности эксплуатируются в одинаковых режимах нагрузки и у них равные уровни использования, тогда имеется возможность получить кривые изменения удельной экономии электроэнергии на единицу инвестиционных расходов (рис.2). Рисунок 2 показывает, что чем больше скорость вращения установки, тем больше экономия электроэнергии, а значит инвестиционная привлекательность проектов с применением гидродинамических муфт выше.

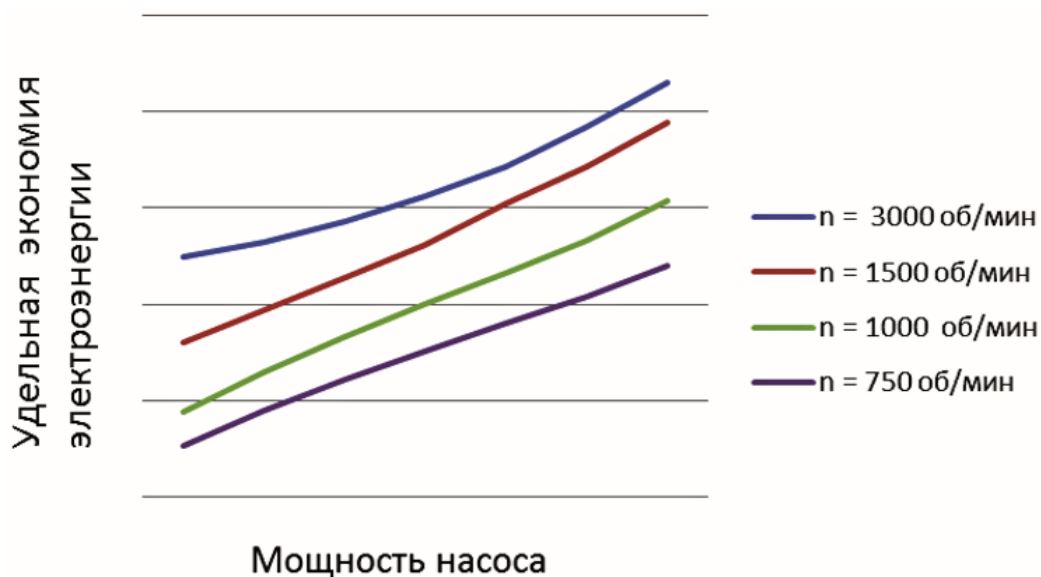


Рисунок 2 – Изменение удельной экономии электроэнергии на единицу инвестиционных затрат (кВт·ч/руб) в зависимости от мощности насосов

В таблице 1 представлены итоги расчета годовой экономии электрической энергии, при условии, что регулирование дросселем заменено на регулирование с помощью гидромуфтой при режимах эксплуатации насосов 50%, 75% и 90% от номинальной мощности. Коэффициент использования оборудования – 0,9.

Таблица 1 – Расчетная экономия электрической энергии (кВт·ч) с помощью регулируемых гидромуфт при различных режимах эксплуатации насосов

Производительность насоса от номинальной мощности, %	Потребляемая мощность насоса при номинальном режиме работы, кВт				
	1000	1600	2500	3400	4300
50	9559729	15304237	24343709	33123052	41880717
75	6828377	10448502	16583203	22544485	28484090
90	2579609	3945285	5982959	8106744	10940791

Основными факторами, которые влияют на эффективность гидродинамических приводов и обеспечивают короткий период окупаемости проектов, являются:

- насосные агрегаты большой мощности, типичные для водопроводных, насосных, энергосетевых, шламовых, нефтяных и водяных электростанций;

- высокая частота вращения ЭД (от 1000 об / мин и более);

- высокая интенсивность эксплуатирования насосов;

- значительная часть времени в режимах частичной нагрузки;

Главными факторами, обуславливающими полезные свойства гидромуфт, являются:

- отсутствие жесткой связи между ведущим и ведомым валами, так как передача мощности осуществляется через жидкостное звено;

- возможность получения желаемых характеристик гидромуфт, вследствие сравнительной несложности и простоты управления.\

Основные достоинства гидромуфт, благодаря которым повышаются производительность и долговечность машин, следующие:

1. Защита ЭД от перегрузок;

2. Обеспечение работы электродвигателя в оптимальных режимах (например, предотвращение работы двигателя при малой частоте вращения вала с высокой нагрузкой ит. д.);

3. Возможность быстрого разгона любых маховых масс при любой передаче;

4. Ограничение динамических перегрузок и крутильных колебаний;

5. Высокий коэффициент полезного действия на расчетном режиме;

6. Высокая энергоемкость при достаточно большой частоте вращения;

7. Относительно простое изготовление и малая стоимость;

8. Улучшение условий работы и повышение производительности труда рабочего.

К недостаткам гидромуфта следует отнести:

1. изменение КПД в зависимости от режима работы;

2. уменьшение КПД при отклонении от номинального режима при сравнении с механической передачей;

3. необходимость обеспечения охлаждения рабочей жидкости.

2. Электродвигатель

Асинхронные двигатели - это самые простые в конструктивном отношении и в изготовлении, надежные и самые дешевые из всех типов электрических двигателей. Они не имеют щеточноколлекторного узла либо узла скользящего токосъема, что помимо высокой надежности обеспечивает минимальные эксплуатационные расходы. В зависимости от числа питающих фаз различают трехфазные и однофазные асинхронные двигатели. Трехфазный асинхронный двигатель при определенных условиях может успешно выполнять свои функции и при питании от однофазной сети. По разным данным до 70% всей электрической энергии, преобразуемой в механическую энергию вращательного или поступательного движения, потребляется асинхронным двигателем. АД получили широкое применение в нефтегазовой отрасли.

Электродвигатель для привода с гидромуфтой центробежного насоса – АИР315М4(рис3).

Таблица 2 - Основные технические характеристики ЭД АИР315М4 [9]

Мощн.(N), кВт	Частота вращения(n), об/мин	Ток при 380В	КПД, %	Масса, кг	Коэффициент мощности
200	1480	352	95,5	1200	0,92



Рисунок 3 - Электродвигатель АИР315М4

3. Насос

Одним из наиболее популярных видов насосного оборудования, используемого как в различных отраслях промышленности, так и для оснащения систем бытового водоснабжения, является насос центробежного типа. Используя такое оборудование, представленное на современном рынке множеством разных моделей, можно успешно откачивать жидкую среду из скважин и колодцев даже большой глубины и затем транспортировать ее по трубопроводу на значительные расстояния. Чтобы центробежный насос демонстрировал высокую эффективность и работал без сбоев, важно знать,

как правильно подбирать его для решения определенных задач, и точно следовать рекомендациям по его техническому обслуживанию.

Если рассмотреть устройство центробежного насоса в разрезе, то в конструкции такого оборудования можно выделить следующие элементы.

- Электродвигатель в устройстве центробежного насоса играет роль приводного элемента. Та часть внутренней конструкции центробежного насоса, где располагается его приводной электродвигатель, тщательно герметизируется, что необходимо для защиты силового агрегата от контакта с перекачиваемой жидкой средой.

- Вал насоса передает вращение от электродвигателя рабочему колесу.

- Конструкция центробежного насоса обязательно включает в себя рабочее колесо, на внешней цилиндрической поверхности которого расположены лопасти, перемещающие перекачиваемую жидкую среду по внутренней камере устройства.

- Подшипниковые узлы обеспечивают легкое вращение вала с зафиксированным на нем рабочим колесом.

- Уплотнительные элементы защищают узлы внутренней конструкции гидромашины от контакта с перекачиваемой жидкой средой.

- Корпус насоса, как правило, выполнен в форме улитки и оснащен двумя патрубками – всасывающим и напорным.

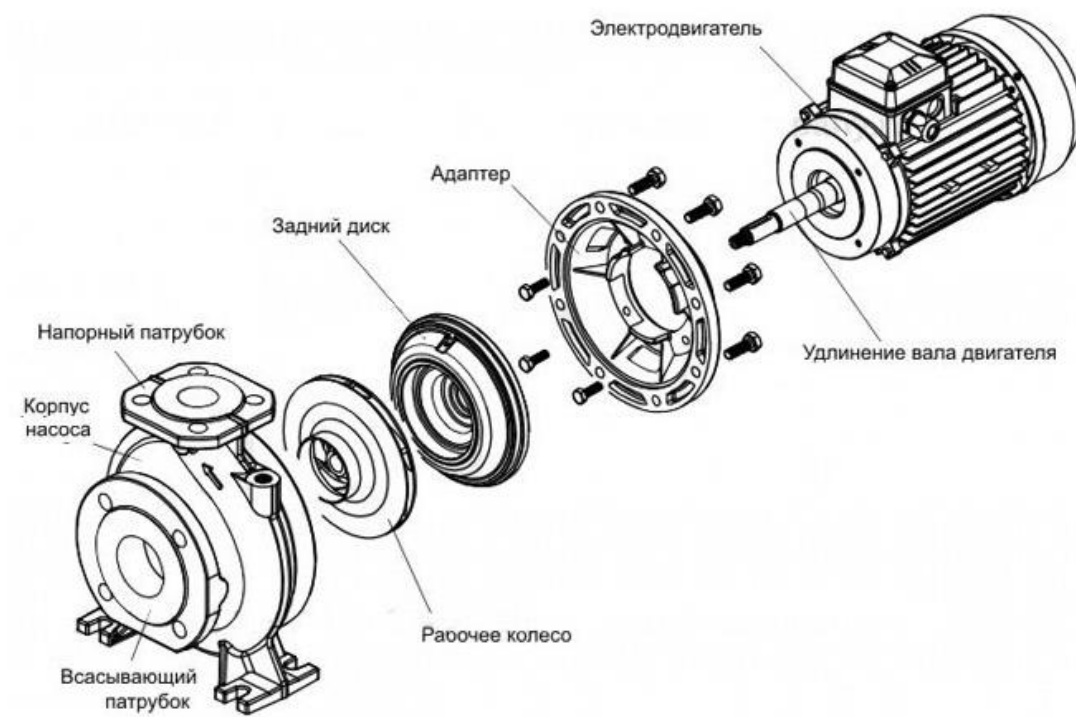


Рисунок 4 – Основные части центробежного насоса

Конструктивная схема центробежного насоса, кроме вышеперечисленных деталей, может включать в себя ряд дополнительных элементов:

1. шланг, по которому перекачиваемая жидкая среда поступает в напорную магистраль;
2. шланг, по которому жидкость поступает во внутреннюю камеру устройства;
3. обратный клапан, препятствующий перемещению уже перекачанной жидкой среды в обратном направлении;
4. фильтр грубой очистки, не дающий твердым включениям, содержащимся в составе жидкой среды, попадать во внутреннюю часть помпы;
5. вакуумметр, при помощи которого осуществляется контроль за степенью разреженности воздуха в рабочей камере;
6. манометр, посредством которого можно контролировать давление потока жидкой среды, создаваемого насосным оборудованием;

7. элементы запорной арматуры, позволяющей регулировать параметры потока жидкой среды, поступающей в насос и выходящей из него.

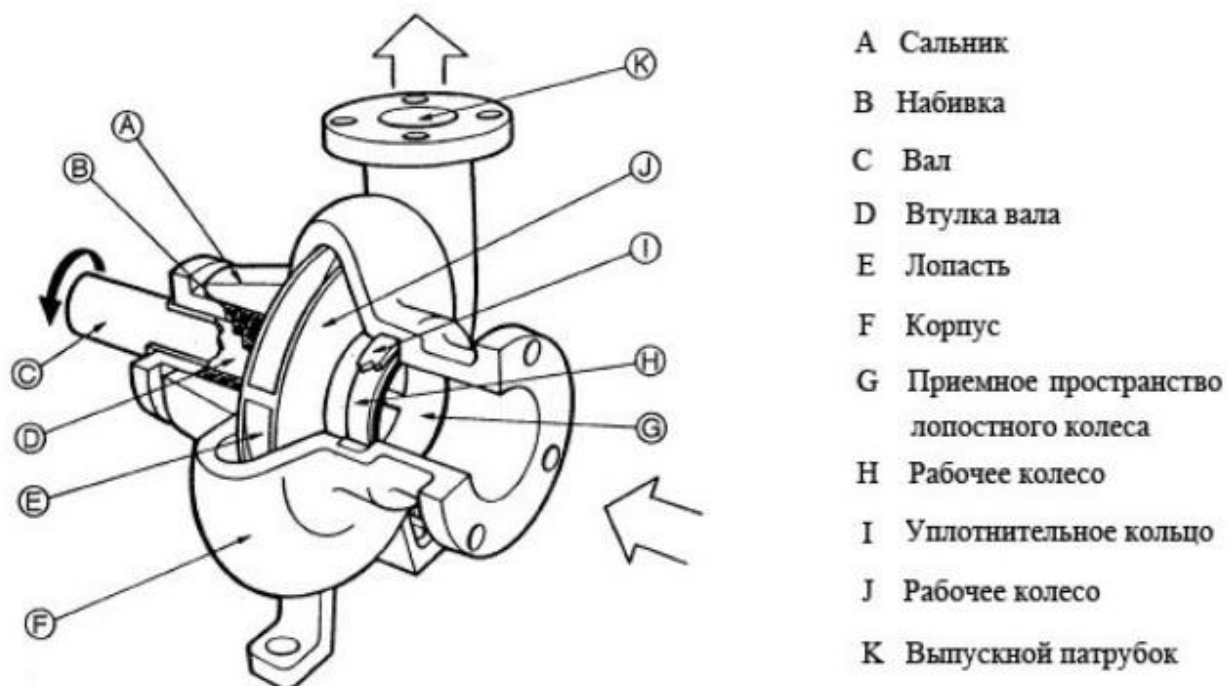


Рисунок 5 – Устройство насосной части оборудования центробежного типа

В 1984 году совместным решением Миннефтепрома, Минхиммаша и Минтяжмаша СССР ВНИИСПТнефть и ВНИИгидромаш было поручено создание модификаций ЦНС для внутрипромыслового транспорта нефти. Ранее данные насосы предназначались для перекачки пресной воды. ВНИИСПТнефть провел испытания и подконтрольную эксплуатацию модифицированных насосов на промыслах Башкортостана и Татарстана. Подробные результаты испытаний приведены в [10].

Во всех центробежных насосах, работающих в системах промыслового сбора, ППД и магистрального транспорта нефти, лимитирующими надежностью узлами являются подшипники, уплотнения валов, щелевые уплотнения рабочих колес и узел разгрузки ротора насоса (при его наличии) [11, 12]. Совершенствование данных узлов позволяет расширить диапазон надежной работы насосных агрегатов с высоким КПД.

Основными научными направлениями в области совершенствования насосного оборудования являются:

– совершенствование конструкции насосов;

- применение новых материалов для изготовления деталей и узлов насосов;

- учет влияния свойств перекачиваемой среды на конструкцию и характеристики центробежных насосов.

Продвижение научных исследований и разработок по первым двум направлениям – совершенствование конструкции узлов насоса [13] и применение новых материалов [14] – дало результаты. В частности, применение плавающих щелевых уплотнений снижает утечки до двух раз, использование новых материалов, например фенольного углепластика ФУТ, приводит к уменьшению утечек и вибрации [14, 15]. ФУТ в качестве материала для подшипников впервые применен совместными усилиями ФГУП «Прометей», ГУП «ИПТЭР», ТД «Воткинский завод».

Конструкция и материалы для встроенных подшипников постоянно совершенствуются.

Давно существующая задача – создать подшипник с расчетным модулем упругости и высокими триботехническими свойствами для насосов, применяемых на объектах топливноэнергетического комплекса [16], – может быть решена путем применения вместо фторопласта углепластика ФУТ-СТЭТ [17, 18] или другого подобного ему материала, например оксафена [19, 20] или поликерамопласта [21]. Такой подшипник способен гасить вибрацию ротора и обеспечивать высокую надежность насоса.

Необходимо проведение дальнейших исследований в этой области. Вопрос, насколько целесообразно использование различных материалов, следует решать отдельно в каждом конкретном случае. Для поиска наилучшего решения, как с технической, так и с экономической точки зрения при выборе материала и механической конструкции необходимо детально рассматривать все имеющиеся условия работы.

Предполагается, что применение встроенного подшипника позволит полностью устранить утечки, снизить затраты на смазку маслом баббитового

подшипника, загазованность помещения, а также уменьшить вибрацию и шум за счет демпфирующего материала.

В работах [13, 22] получена зависимость КПД от величины износа щелевых уплотнений.

В [23, 24] рассмотрено влияние вязкости перекачиваемой среды на конструктивные изменения и характеристики центробежных насосов. С целью уменьшения вредного влияния вязкости на КПД насоса дана зависимость величины расточки горизонтальной втулки гидропяты от вязкости. Также предложены теоретические зависимости изменения напора от обточки рабочего колеса и ширины канала на выходе.

Насос для привода с гидромуфтой – ЦНСн 315-126.

Насос ЦНСн 315-126 — центробежный горизонтальный многоступенчатый однокорпусной, с кольцевым подводом, комбинированным отводом (направляющий аппарат с кольцевым отводом) и односторонним расположением рабочих колес. Входной патрубок насоса расположен горизонтально, напорный – вертикально вверх. Подсоединение патрубков к трубопроводам – фланцевое.

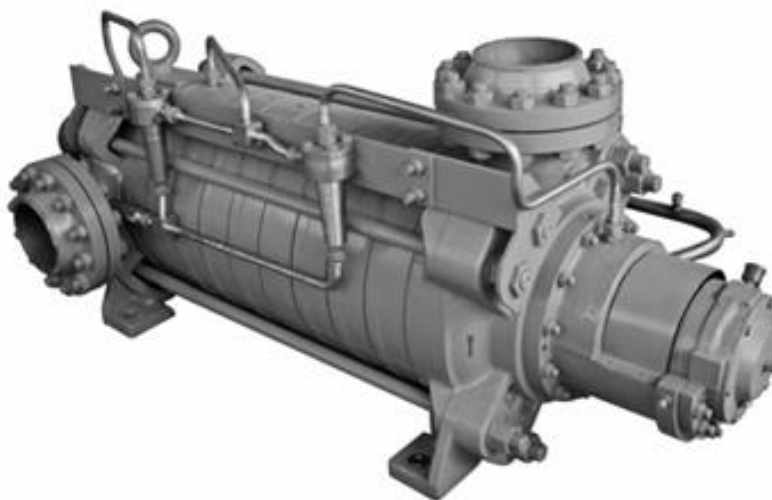


Рисунок 6 – ЦНСн 315-126

Назначения данного насоса – перекачивание товарной нефти с температурой от 263К (-10°С) до 353К (80°С) в системах сбора, подготовки и транспорта нефти.

Место эксплуатации насоса – нефтяные насосные станции в капитальном или блочном исполнении в системах перекачивания нефти по магистральным, технологическим и вспомогательным нефтепроводам. Технические характеристики указаны в таблице 3 [25].

Таблица 3 – Технические характеристики ЦНСн 315-126

Параметр	Значение
Подача, м ³ /ч	315
Напор, м	252
Частота вращения, об/мин	1475
Мощность насоса, кВт	276
КПД насоса, %	78

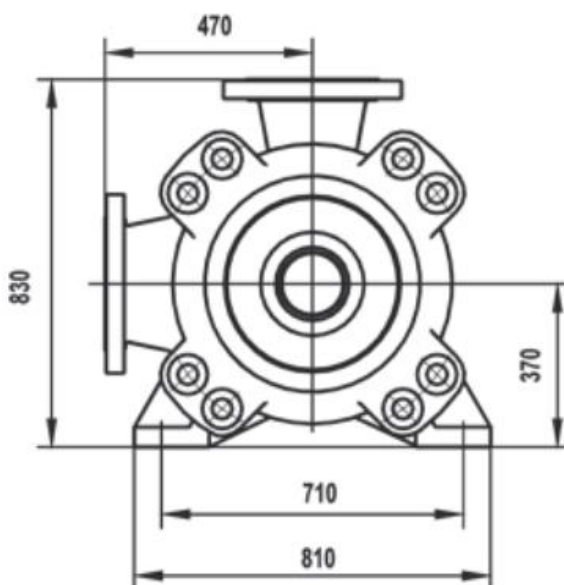


Рисунок 7 – Габаритные размеры ЦНСн 315-126

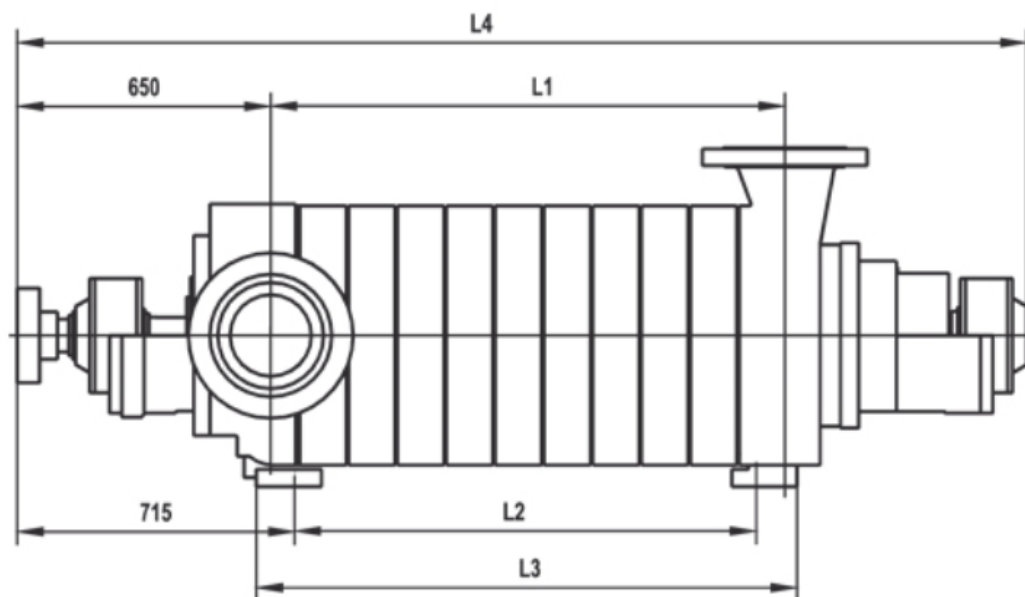


Рисунок 8 – Габаритные размеры ЦНСн 315-126

Таблица 4 –Размеры ЦНСн 315-126

Размеры в мм			
L_1	L_2	L_3	L_4
304	162	363	1465

4. Гидродинамические передачи

Гидродинамической передачей называется передача, в которой крутящий момент передается за счет изменения момента количества движения рабочей жидкости, протекающей в рабочих колесах.

По характеру изменения передаваемого момента гидродинамические передачи разделяют на гидродинамические муфты и гидродинамические трансформаторы. В гидродинамических муфтах крутящий момент передается без его преобразования, а в гидродинамических трансформаторах передаваемый крутящий момент преобразуется по величине, а иногда и по знаку.

По способности к регулированию гидродинамические передачи делят на регулируемые и нерегулируемые.

В регулируемых гидродинамических передачах режим работы определяется не только нагрузкой, но и специальными органами управления.

Гидродинамическая передача состоит из рабочих колес с общей

рабочей полостью, образованной межлопаточными каналами этих колес и другими поверхностями, ограничивающими и направляющими движение рабочей жидкости (рис. 9).

Рабочее колесо является частью гидродинамической передачи и представляет собой решетку лопаточных профилей, в которой происходит изменение момента количества движения рабочей жидкости.

Часть рабочего колеса, непосредственно изменяющая момент количества движения рабочей жидкости, называется лопаткой. Применяются радиальные и криволинейные лопатки. В радиальной лопатке средняя линия профиля находится в плоскости, проходящей через ось рабочего колеса.

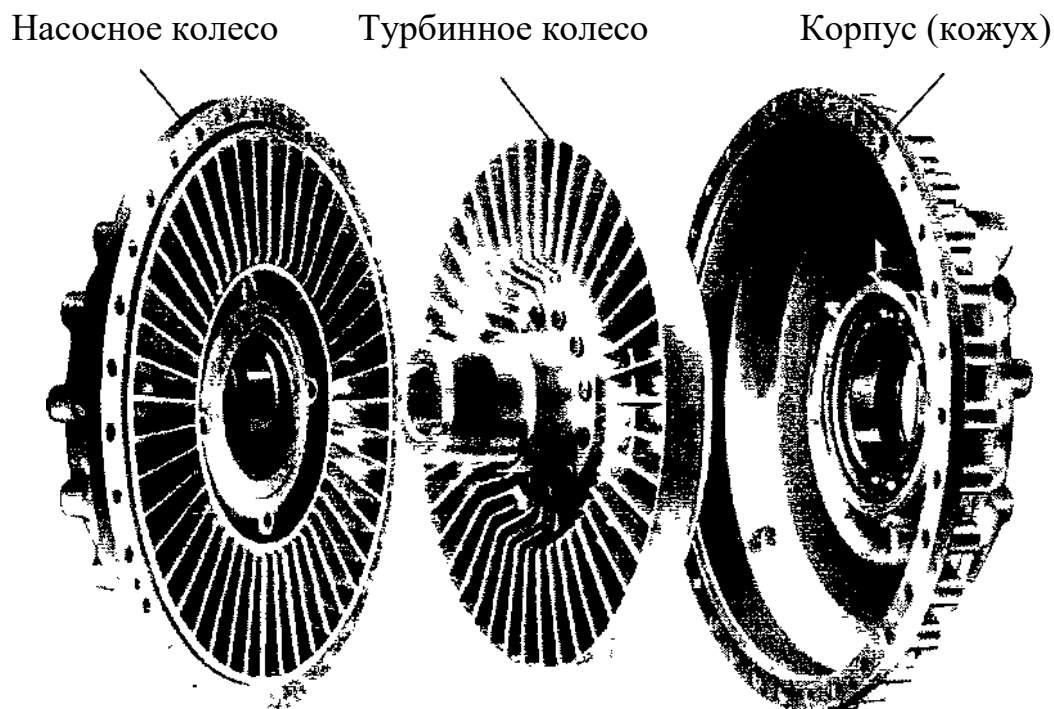


Рисунок 9 – Конструкция гидродинамической передачи (гидромуфты)

В зависимости от принципа действия рабочие колеса разделяются на: насосные и турбинные.

Насосное колесо соединяется с ведущим валом гидродинамической передачи, а турбинное - с ведомым валом. В насосном колесе происходит приращение момента количества движения рабочей жидкости за счет момента двигателя. В турбинном колесе момент количества движения жидкости уменьшается, благодаря чему создается крутящий момент на

ведомом валу гидродинамической передачи.

В гидродинамических передачах применяются в основном центробежные колеса, у которых радиус выхода рабочей жидкости больше радиуса входа.

Гидродинамические муфты

Гидродинамическая муфта (гидромуфта) является гидродинамической передачей без внешней опоры для восприятия крутящего момента. В гидромуфте передача момента осуществляется без его преобразования.

4.1 Принцип работы гидромуфты

Гидромуфта состоит из двух рабочих колес (рис. 10): насосного 1, соединенного с ведущим валом 2 гидромуфты, и турбинного колеса 3, соединенного с ведомым валом 4. Рабочие колеса расположены внутри кожуха 5, соединенного с одним из рабочих колес и охватывающего другое рабочее колесо.

Пространство, образованное межлопаточными каналами рабочих колес, кожухом и внутренним кольцом 6 (тором), образует общую рабочую полость гидромуфты.

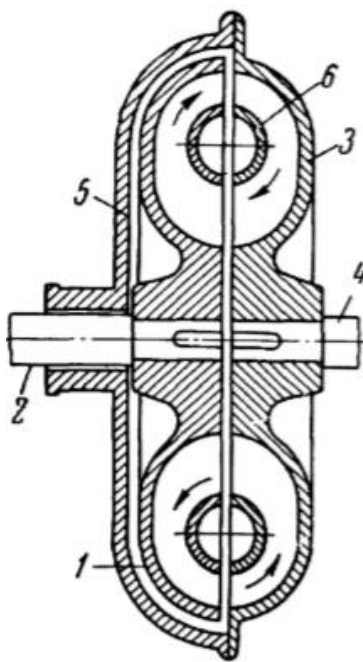


Рисунок 10 – Принципиальная схема конструкции гидромуфты

При вращении насосного колеса жидкость, находящаяся в рабочей полости, под действием центробежных сил движется от центра к периферии насосного колеса и, приобретая запас кинетической энергии за счет момента двигателя, поступает в турбинное колесо.

В турбинном колесе жидкость движется от периферии к оси вращения, при этом энергия потока жидкости преобразуется в механическую энергию вращения турбинного колеса и ведомого вала.

Израсходовав часть запасенной в насосном колесе энергии, жидкость вновь поступает на лопатки насосного колеса.

4.2 Основные параметры гидромuft

При изменении момента на турбинном колесе на ту же величину изменится и момент насосного колеса. Наибольший момент будет получен гидромuftой при неподвижном турбинном колесе.

Для гидромuft, работающих в установившемся режиме, справедливо равенство:

$$M_n - M_t - M_l = 0, \quad (1)$$

где:

M_n - момент вращения вала насоса;

M_t - момент вращения вала турбины;

M_l - момент вентиляционных и механических потерь.

Обычно значением M_l пренебрегают и поэтому для гидромuftы:

$$M_n = M_t \quad (2)$$

Из приведенного выражения определяется коэффициент полезного действия гидромuftы:

$$\eta = \frac{N_t}{N_n} = \frac{M_t \cdot n_t}{M_n \cdot n_n} = \frac{n_t}{n_n} = i, \quad (3)$$

где N_t и N_n - мощность насосного и турбинного колес.

Передаточное отношение гидромuftы определяется выражением:

$$i = \frac{n_t}{n_n} \quad (4)$$

Значение КПД связано со скольжением гидромуфты зависимостью.

$$s = \frac{n_n - n_t}{n_n} = 1 - \frac{n_t}{n_n} = 1 - \eta \quad (5)$$

Скольжение гидромуфты зависит не только от нагрузки, но и от степени заполнения рабочей полости жидкостью. Для полностью заполненной гидромуфты номинальное скольжение составляет 3-5%, при этом скорость ведомого вала гидромуфты достигнет максимального значения, равного:

$$n_t = s \cdot n_n = (0,95 \cdot 0,97) \cdot n_n \quad (6)$$

Более высокой скорости вращения ведомого вала гидромуфты практически достигнуть нельзя из-за вентиляционных, механических и других потерь в гидромуфте.

Крутящий момент, передаваемый гидромуфтой при номинальном скольжении, называется расчетным или номинальным моментом.

Так как направление движения жидкости в полости турбинного колеса противоположно действию центробежных сил этого колеса, гидромуфты, максимальное значение передаваемого момента достигает 5-7 - кратного значения номинального момента. Потери мощности в результате скольжения гидромуфты:

$$\Delta N = N_n (1 - \eta) = N_n \cdot s \quad (7)$$

Эти потери расходуются на нагрев рабочей жидкости, поэтому работа гидромуфты при большом скольжении невозможна.

Для определения передаваемого гидромуфтой момента в зависимости от характеристики циркулирующего в ней потока жидкости рассмотрим работу насосного колеса гидромуфты (рис. 11).

При вращении насосного колеса каждая частица жидкости совершает сложное движение, перемещаясь в радиальной и меридиональной (плоскости, проходящей через ось гидромуфты) плоскостях.

В радиальной плоскости жидкость перемещается вдоль лопаток с

относительной скоростью ω и вращается вместе с колесом с переносной окружной скоростью u , зависящей от угловой скорости вращения и расстояния от центра вращения. Абсолютная скорость v движения частицы жидкости определяется геометрическим сложением скоростей ω и u .

Скорость жидкости в меридиональной плоскости c_m определяется как проекция абсолютной скорости v на направление радиуса колеса, и поэтому форма графиков скоростей потока до и после колеса определяется взаимодействием потока и лопаток колеса.

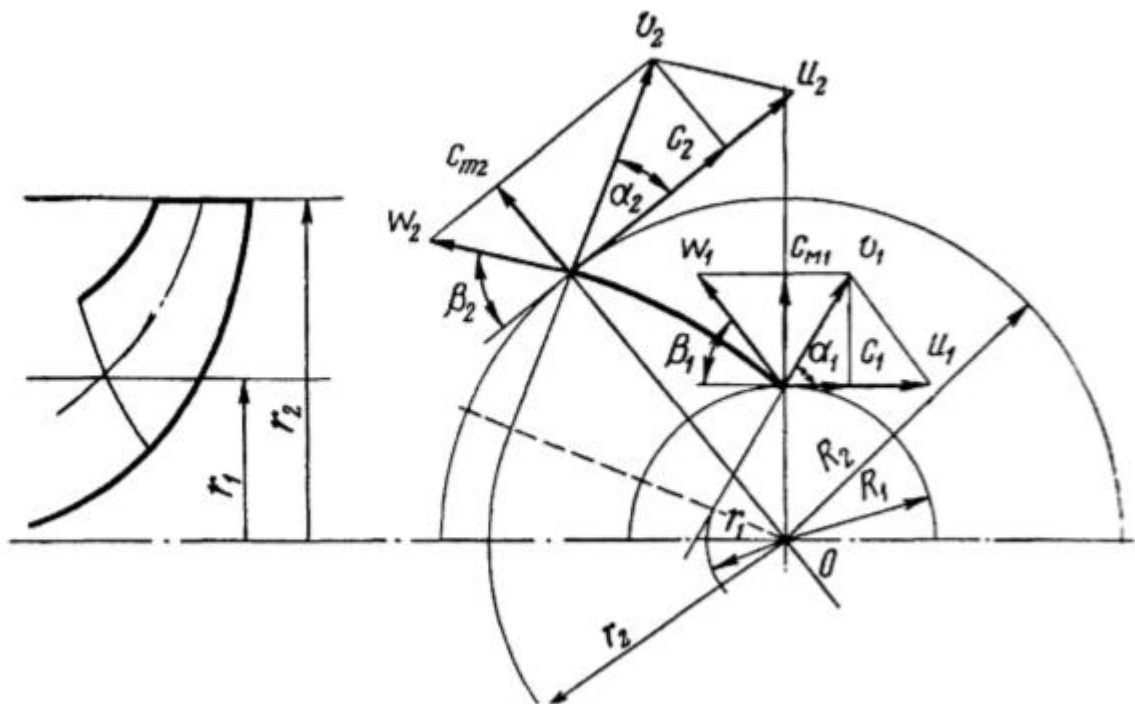


Рисунок 11 – Диаграмма скоростей жидкости в рабочем колесе гидромолоты

По закону моментов количества движения крутящий момент, необходимый для вращения насосного колеса, равен разности моментов количества движения на выходе и входе рабочего колеса. Если предположить, что колесо насоса имеет бесконечно большое число тонких лопаток (при конечном числе лопаток поток отклоняется от направления лопатки). Момент количества движения суммы отдельных струек рабочей жидкости относительно оси вращения колеса при входе жидкости $M_{вх}$ и

выходе $M_{\text{вых}}$ из колеса будет равен:

$$M_{\text{вх}} = Q\rho v_1 r_1; \quad (8)$$

$$M_{\text{вх}} = Q\rho v_2 r_2, \quad (9)$$

где:

$Q\rho v_1$ - количество движения жидкости на входе в колесо;

$Q\rho v_2$ - то же на выходе из колеса;

Q - расход жидкости через колесо;

v_1 и v_2 - абсолютные скорости потока при входе в колесо и выходе из него;

r_1 и r_2 - радиусы входа и выхода потока.

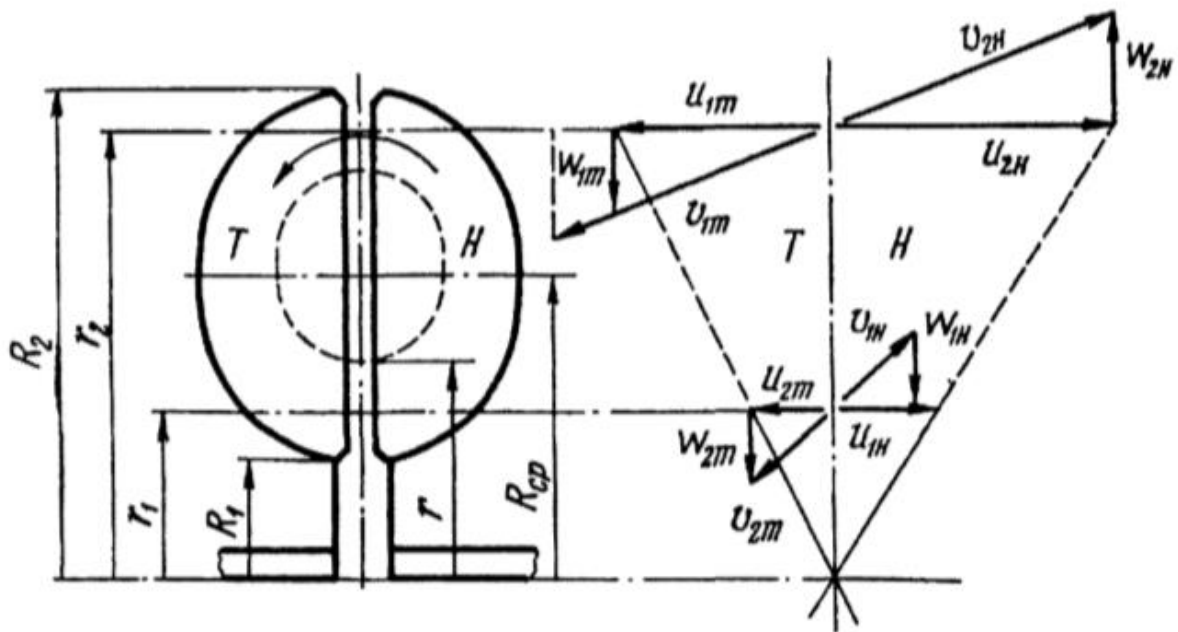


Рисунок 12 – Диаграмма скоростей жидкости в круги циркуляции гидромуфты

Радиусом входа лопатки называется расстояние от оси ее вращения до точки пересечения средней линии профиля лопатки с входной ее кромкой. Расстояние от оси вращения лопатки до точки пересечения средней линии ее профиля с выходной кромкой называется радиусом выхода лопатки.

Имея в виду, что $v \cos \alpha = c$ - окружная составляющая абсолютной скорости, можно получить выражение для момента насосного колеса:

$$M_n = M_{\text{вых}} - M_{\text{вх}} = Q\rho(c_{2n}r_{2n} - c_{1n}r_{1n}) \quad (10)$$

где ρ - плотность рабочей жидкости.

Аналогично получим для турбинного колеса (рис. 12):

$$M_t = Q\rho(c_{2t}r_{2t} - c_{1t}r_{1t}). \quad (11)$$

Для гидромуфт обычно принимают радиальные лопатки и поэтому, имея в виду, что $M_n = M_t = M$, получим:

$$M = Q\rho(u_{2n}r_{2n} - u_{1n}r_{1n}). \quad (12)$$

Учитывая, что $u = \omega r$, получим формулу момента в виде:

$$M = Q\rho\omega_n r_2^2 (1 - \alpha), \quad (13)$$

где:

$$\alpha = \frac{r_1^2}{r_2^2}. \quad (14)$$

Таким образом, для определения крутящего момента, передаваемого гидромуфтой, необходимо знать расход жидкости в круге циркуляции Q и геометрические параметры r_1 и r_2 .

Для полностью заполненной гидромуфты значения r_1 и r_2 можно определить из рис. 11 как:

$$r_1 = \frac{1}{2} \sqrt{R_2^2 - 3R_1^2}, \quad (15)$$

$$r_2 = \frac{1}{2} \sqrt{3R_2^2 - R_1^2} \quad (16)$$

Расход в круге циркуляции зависит от площади сечения потока F и его меридиональной скорости c_T :

$$Q = c_m \cdot F \quad (17)$$

Площадь потока:

$$F = \frac{V}{l} \quad (18)$$

где:

V – объем жидкости в рабочей полости гидромуфты;

l - длина средней струи.

Длина l величина переменная, изменяющаяся пропорционально скольжению гидромфты.

Определение меридиональной скорости представляет значительные трудности. Выражение для определения этой скорости может быть получено из уравнения баланса энергии гидромфты. Для практических расчетов можно пользоваться выражением:

$$c_n = \mu \omega_n r_2 \sqrt{(1-i^2) \cdot (1-\alpha)}, \quad (19)$$

где μ - коэффициент, учитывающий гидравлические потери и потери на удар в гидромфте.

Гидравлические потери в гидромфте возникают при циркуляции жидкости и связаны с характером ее движения в межлопаточных каналах рабочих колес. Лопатки насосного и турбинного колес гидромфты вследствие разности угловых скоростей непрерывно меняют свое относительное положение. Это вызывает завихрение потока и непрерывное изменение его структуры в межлопаточных каналах, на которые затрачивается энергия приводного двигателя гидромфты.

Для уменьшения гидравлических потерь число лопаток к гидромфте выбирается четным и относительно большим (обычно от 26 до 32). Это сужает канал между лопатками и препятствует образованию встречных потоков жидкости.

Принимая во внимание, что:

$$u_{2t} = u_{1n} \cdot \frac{n_t}{n_n} = u_{1n} \cdot i, \quad (20)$$

уравнение передаваемого гидромфтой момента удобнее записать в виде:

$$M = F \rho c_n (u_2 r_2 - u_1 r_1 i). \quad (21)$$

Из общих законов гидродинамики, устанавливающих взаимосвязь

между параметрами потока и геометрией рабочей полости гидромуфты, можно получить зависимости расхода Q в круге циркуляции, момента M и мощности N от скорости вращения насосного колеса n и основного параметра гидромуфты D в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q \equiv n \\ H \equiv n^2 \\ M \equiv Qn \equiv H \equiv n^3 \\ N \equiv QH \equiv n^5 \end{array} \right\}. \quad (22)$$

Так как окружная скорость потока пропорциональна диаметру рабочего колеса гидромуфты ($u = \omega r$) и $M = Qur$, получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} H \equiv D^2 \\ Q \equiv D^3 \\ M \equiv D^5 \\ N \equiv QH \equiv D^5 \end{array} \right\}. \quad (23)$$

В общем случае приведенные зависимости будут иметь вид:

$$M = An^2D^5; \quad (24)$$

$$N = Bn^3D^5, \quad (25)$$

где A и B - коэффициенты момента и мощности, зависящие от конструкции гидромуфты, свойств рабочей жидкости и т.д.

Расчет конструктивных размеров гидромуфты представляет значительные трудности. Поэтому к проектированию гидромуфт прибегают в тех случаях, когда нужен совершенно новый образец, принципиальным образом отличающийся от уже известных. При этом, как правило, требуемые показатели гидромуфты получают в результате последующей опытной доводки.

В остальных случаях при расчете гидромуфты пользуются методом подобия. Если имеется готовая отработанная гидромуфта, удовлетворяющая заданным условиям, но рассчитанная для другой мощности, то при расчете

она принимается за модель. Для расчета в этом случае используются формулы (24) и (25).

Как видно из формулы (24), при увеличении скорости вращения вала насоса, например в два раза, крутящий момент гидромфты увеличится в четыре раза, а мощность в восемь раз, а при изменении диаметра рабочих колес в два раза крутящий момент и мощность изменятся в 32 раза.

Из формулы (25) активный диаметр гидромфты будет равен:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M}{n_n^2 A}}. \quad (26)$$

Для определения диаметра новой гидромфты по приведенной формуле необходимо определить значение крутящего момента M и скорости вращения n_n при максимальной мощности двигателя, с которым будет работать гидромфта. Коэффициент A определяют из (24), для чего подставляют в эту формулу значение M отработанной гидромфты, а также n_n при максимальной мощности двигателя, с которым она работала.

4.3 Характеристики гидромфты

Характеристиками гидромфты называются зависимости всех основных взаимно связанных параметров гидромфты при изменении условий ее работы.

Для гидромфты характеристики определяются при полном и частичном заполнении. Полным считается заполнение, когда объем рабочей жидкости составляет примерно 90% геометрического объема полости гидромфты при температуре рабочей жидкости, равной температуре окружающей среды.

Различают внешние, приведенные и универсальные характеристики гидромфты.

Внешняя характеристика гидромфты

Внешней характеристикой гидромфты, как было отмечено ранее, называется зависимость, крутящего момента M , мощности N и КПД η

гидромуфты от скорости вращения турбинного колеса при постоянной скорости насосного колеса (рис. 13).

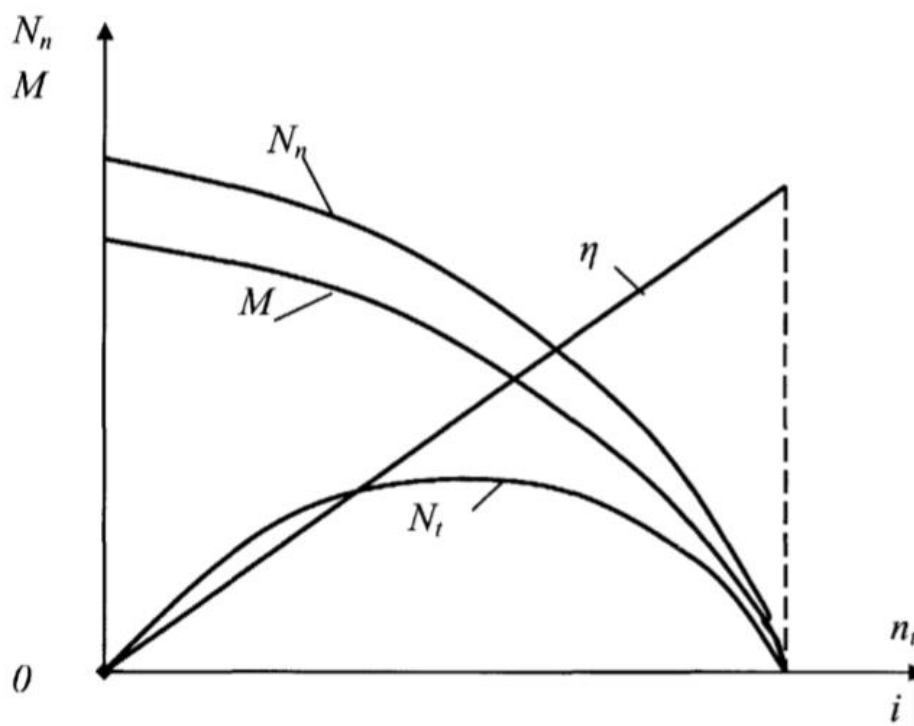


Рисунок 13 – Внешняя характеристика гидромуфты

Зависимость $M = f(n_t)$ строится обычно при максимальной расчетной скорости вращения приводного вала. Экспериментальное определение этой характеристики производится следующим образом. Нагружая при помощи тормоза турбинное колесо (ведомый вал) гидромуфты при вращении ведущего вала с постоянной скоростью, получим различные скорости вращения турбинного колеса n , и передаваемый гидромуфтой момент M . Когда ведомый вал остановится, передаваемый гидромуфтой момент достигнет наибольшего значения.

Кривая мощности N_n для насосного колеса будет отличаться от кривой моментов M только масштабом изображения.

Коэффициент полезного действия гидромуфты при постоянной скорости вращения насосного колеса будет, согласно уравнению (3), изменяться по прямой линии. Практически при малых значениях момента КПД гидромуфты не достигает единицы, а уже при значении 0,98...0,99 резко

снижается до нуля вследствие потерь на трение в гидромуфте.

Приведённая характеристика гидромуфты

Приведенная характеристика гидромуфты (рис. 14) представляет собой зависимость коэффициента момента A от скольжения s гидромуфты или передаточного отношения i .

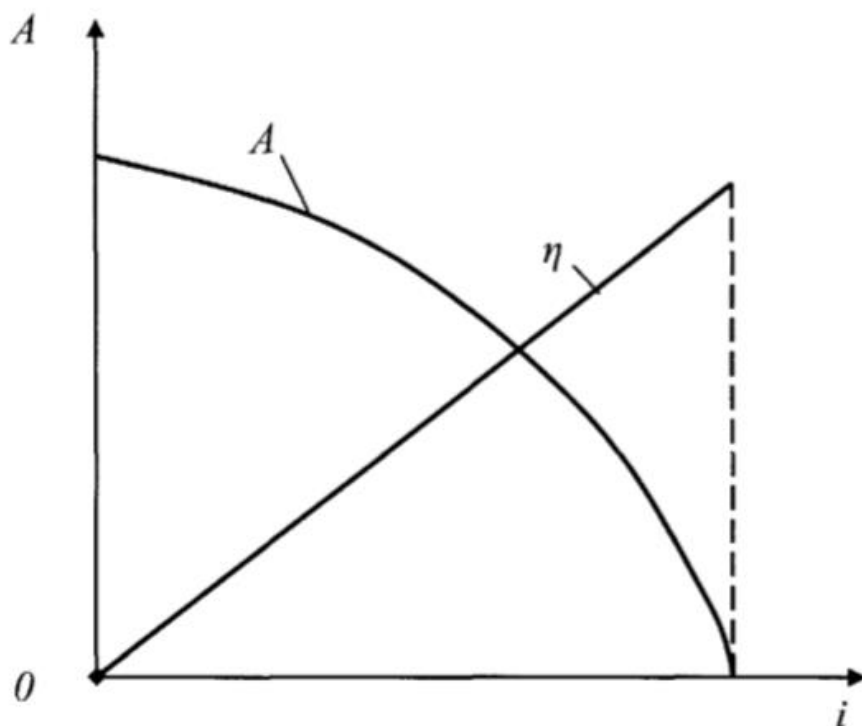


Рисунок 14 – Приведенная характеристика гидромуфты

Если в уравнении (24) принять $D = 1$ м, $n_n = 1$ об/мин и считая свойства жидкости неизменными при работе гидромуфты, получим $M = A$. Отсюда следует, что коэффициент момента A гидромуфты представляет собой момент, который передает гидромуфта, геометрически подобная данной, при указанном выше условии равенства единице параметров D , n .

Значение коэффициента A можно определить при расчетном режиме по уравнению (24), для чего необходимо подставить в него значение диаметра D отработанной гидромуфты, а также M и n_n при максимальной мощности двигателя, с которым она работала.

Коэффициент момента можно также определить опытным путем. Для этого на стенде определяют момент M , передаваемый гидромуфтой, при

постоянной скорости вращения насосного колеса и переменной скорости турбинного колеса. Затем, зная D , n_n и M , по уравнению (24) определяют коэффициент A .

Зная коэффициент A , можно сравнивать различные образцы гидромуфт. При прочих равных условиях меньшие размеры будет иметь гидромуфта, обладающая более высокой величиной A . Пользуясь приведенной характеристикой, можно определить характеристику гидромуфты данного типа, если известны ее активный диаметр, скорость вращения ведущего вала и удельный вес рабочей жидкости.

По имеющейся приведенной характеристике можно построить внешнюю характеристику гидромуфты $M = f(n_n)$. Для этого выбирают какое-либо значение $n_n = \text{const}$ и пользуются уравнением (24), которое для принятых условий будет иметь вид:

$$M = A = \text{const}. \quad (27)$$

Задаваясь рядом значений $n_t = n_n \cdot i$ находят по графику (рис. 14) значение $A = f(i)$, которое подставляют в уравнение (24) и получают таким образом кривую $M \sim f(n_t)$ при выбранном значении $n_n = \text{const}$.

Универсальная характеристика гидромуфты

Универсальная характеристика гидромуфты представляет собой зависимость крутящего момента от скорости вращения турбинного колеса при различных скоростях вращения насосного колеса. Эта характеристика дает представление о влиянии скорости вращения ведущего вала гидромуфты на ее внешнюю характеристику.

Для построения универсальной характеристики необходимо определить момент насосного колеса ($M_n = M_t$) в зависимости от скорости турбинного колеса. Для этой цели определяется на стенде изменение момента M гидромуфты в зависимости от n_t при нескольких постоянных

значениях скоростей насоса n_n , начиная с $n_n = 100\%$ (рис. 15).

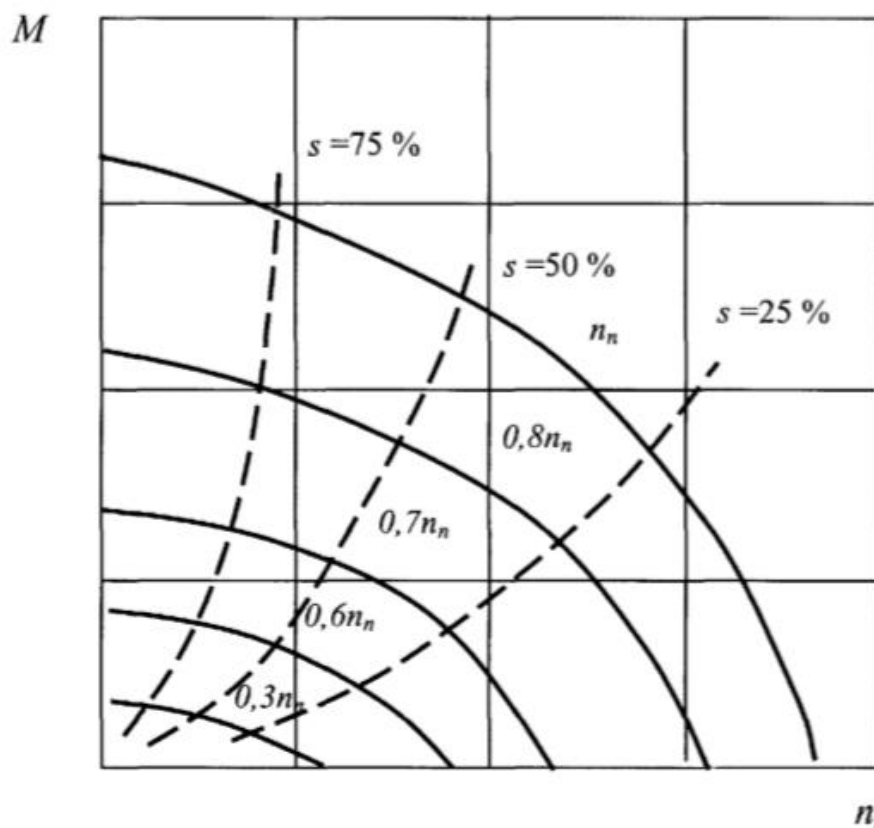


Рисунок 15 – Универсальная характеристика гидромуфты

На универсальную характеристику обычно наносятся линии равных значений КПД или скольжения. Для построения кривых моментов при одинаковых значениях КПД отмечают на каждой кривой моментов точки, соответствующие заданному передаточному отношению, и соединяют их между собой (см. рис. 15). Эти кривые показывают, что при работе гидромуфты с моментом, который изменяется по ним, КПД и скольжение муфты будут оставаться постоянными. Кривые моментов при равных КПД представляют собой параболы с вершиной в начале координат. Уравнение этих кривых получается из уравнения (24) подстановкой $n_n = \frac{1}{i} n_t$. При этом указанное уравнение имеет вид:

$$M = K n_t^2, \quad (28)$$

где:
$$K = A D^5 \frac{1}{i} = \text{const.}$$

Характеристика гидромуфты при переменном заполнении

Если при полном заполнении гидромуфты форма потока циркуляции определяется профилем рабочих колес и остается неизменной при любом скольжении, то при частичном заполнении форма потока с изменением скольжения изменяется. Это изменение формы потока сопровождается резким колебанием передаваемого момента и потерей устойчивости гидромуфты. Обычно это происходит при заполнении гидромуфты менее 60% (рис. 16).

Для улучшения формирования потока в круге циркуляции и улучшения характеристики гидромуфты применяются различные устройства: пороги, торы и др.

Конструктивно порог представляет собой относительно тонкую шайбу, перекрывающую до определенной высоты межпоточные каналы на выходе из турбины (рис.17). При малом наполнении гидромуфты, когда скольжение велико и скорость турбинного колеса мала, поток прижимается к внутренней части круга циркуляции и, ударяясь о порог, формируется все время по малой проточной полости.

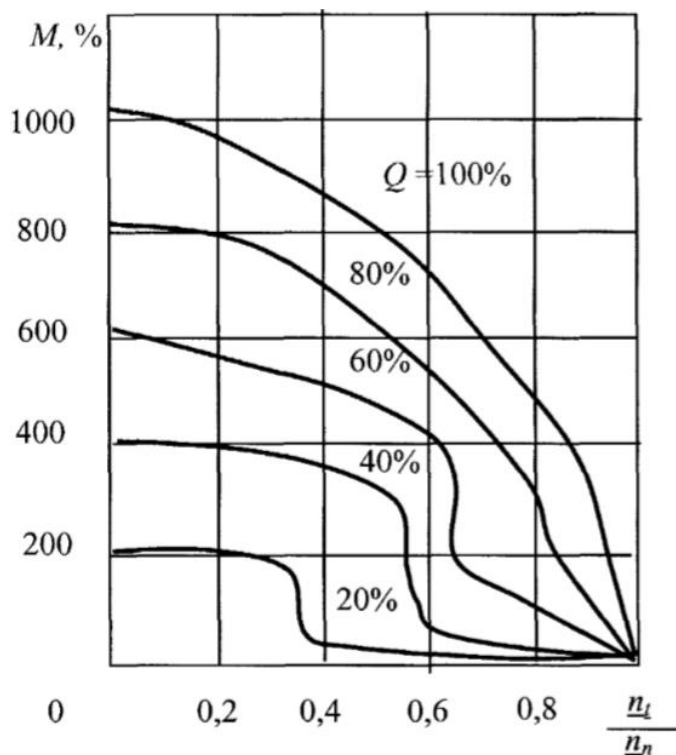


Рисунок 16 – Характеристика гидромуфты при различном заполнении

При работе гидромуфты с малым скольжением, когда скорость турбинного колеса близка к скорости насосного колеса, циркулирующий поток смещается на периферию. Подбирая необходимые размеры порога, можно снизить колебание передаваемого гидромуфтой момента.

Величина порога должна быть такой, чтобы при изменении структуры потока разница радиусов входа жидкости на насосное колесо была минимальной. В этом случае потери от действия порога будут возникать только при больших и средних скольжениях.

При наличии порога коэффициент мощности гидромуфт при максимальном наполнении и номинальном скольжении примерно такой же, как и у гидромуфт с направляющим устройством, поэтому их рабочий диаметр на 10% больше диаметра обычных гидромуфт той же мощности.

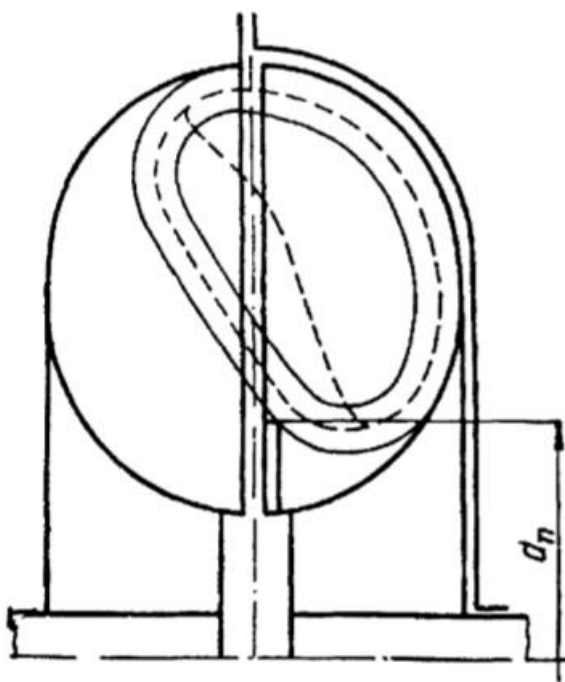


Рисунок 17 – Схема гидромуфты с порогом

Таким образом, установка порога в гидромуфте при работе с частичным наполнением уменьшает колебание передаваемого момента. Поэтому во всех современных конструкциях гидромуфт, регулируемых наполнением, применяется порог. Отношение диаметра порога d_n к активному диаметру рабочего колеса турбины обычного исполнения -

$\frac{d_n}{D} = 0,55$ при работе на минеральном масле. Для гидромуфт с тором эти отношения обычно меньше 0,5.

Величину наполнения гидромуфты выбирают таким образом, чтобы при длительном режиме работы гидромуфты (малом скольжении) вся рабочая жидкость циркулировала выше порога.

Практика показывает, что при уменьшении наполнения гидромуфты переходные процессы, связанные с перестройкой формирования потока, проявляются менее резко, чем в гидромуфтах обычного исполнения.

Для улучшения формирования потока рабочей жидкости в круге циркуляции гидромуфты применяются также внутренние и наружные направляющие устройства, получившие название торов (см. рис. 10). Применяются торы различных конструкций и конфигураций.

4.4 Совместная работа гидромуфты с приводным двигателем

Совместная работа гидромуфты с асинхронным электродвигателем.

Характеристики совместной работы двигателя и гидромуфты представляют собою совмещение их характеристик на одном графике. По характеристике совместной работы можно определить все необходимые параметры, характеризующие режим работы гидромуфты с данным конкретным двигателем.

В нефтепромысловой и горной промышленности наибольшее применение находят асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Недостатком этих двигателей является малый пусковой момент, что требует специальных устройств для пуска электродвигателя под нагрузкой. Кроме того, такой электродвигатель имеет узкие пределы изменения рабочей скорости и крутящего момента. Особо трудные условия работы асинхронного электродвигателя в машинах с переменной и инерционной нагрузкой. В этом случае пуск двигателя сопровождается длительным и глубоким изменением скольжения, что приводит к его перегреву.

Значительное улучшение характеристики рассматриваемого электродвигателя достигается применением гидромуфта.

На рис.18 показана характеристика асинхронного электродвигателя при работе с гидромуфтой. При пуске двигателя 100 % момент, передаваемый гидромуфтой (кривая 1), будет возрастать по квадратичной параболе $M = f(n_n^2)$. Пересечение этой кривой с характеристикой электродвигателя 2 (точка а) определяет скорость вращения электродвигателя. Двигатель при этом выходит на жесткую часть характеристики при большом значении момента и скорости вращения. Если нагрузка на машине будет равна моменту, передаваемому гидромуфтой в точке а, то начнется вращение вала этой машины и скорость электродвигателя быстро достигнет номинального значения. Благодаря этому уменьшится время потребления пускового тока и нагрев электродвигателя.

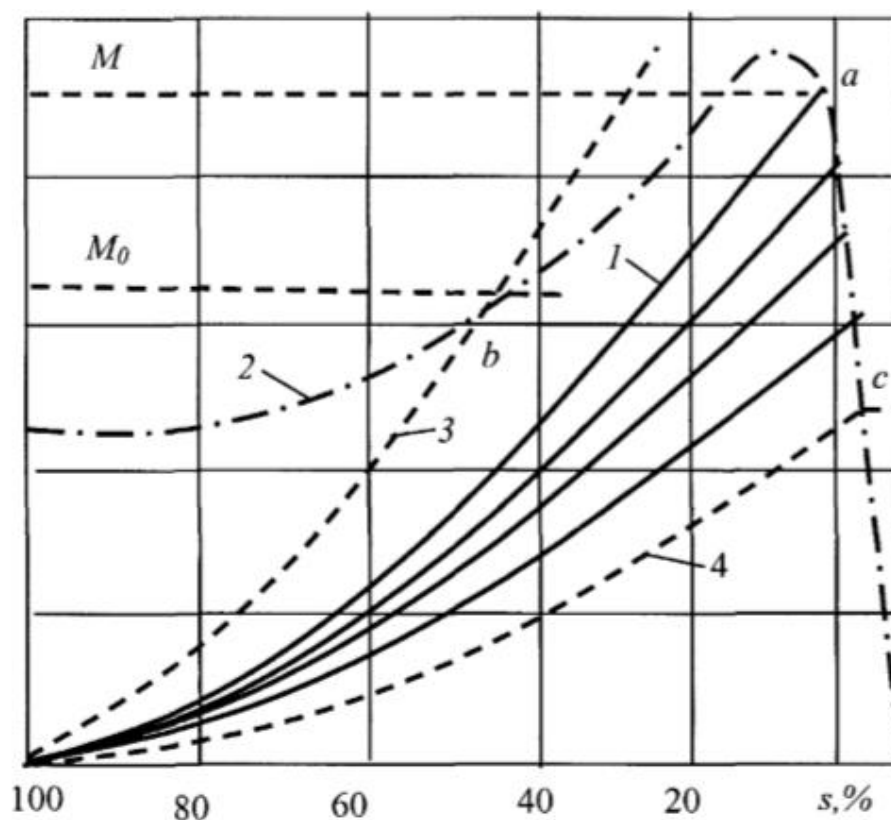


Рисунок 18 – Характеристика гидромуфты при работе с асинхронным электродвигателем

При нагрузке выше момента, передаваемого гидромуфтой, машина не

будет работать. Если же нагрузка будет ниже этого момента, например M_0 , то вращение машины начнется раньше, при этом момент нагрузки двигателя будет определяться характеристикой гидромуфты. Если характеристика гидромуфты будет соответствовать кривой 3, то разгон двигателя начнется на его неустойчивой характеристике (точка b). Если характеристика гидромуфты будет иметь вид 4, то разгон двигателя при этих условиях начнется при его номинальной скорости (точка c).

При работе машины без гидромуфты двигатель во время разгона с самого начала должен преодолевать полный момент сопротивления. Период разгона двигателя при этом будет увеличиваться, что будет сопровождаться его интенсивным нагревом.

Из приведенной характеристики совместной работы гидромуфты и электродвигателя скорость вращения турбинного колеса гидромуфты можно, определить из соотношения.

$$n = n_n \cdot i. \quad (29)$$

4.5 Типы гидромуфт и их конструкции

В промышленности используется большое разнообразие типов и конструкций гидромуфт, которые можно классифицировать по следующим основным признакам:

постоянству количества жидкости в рабочей полости гидромуфты:

- с постоянным заполнением;
- с переменным заполнением;

способности к замене жидкости в рабочей полости гидромуфты:

- замкнутые;
- незамкнутые;

числу рабочих полостей в гидромуфте:

- однополостные;
- двухполостные;

способности к регулированию:

- регулируемые;

- нерегулируемые.

Гидромуфта, в рабочей полости которой постоянно находится одно и то же количество жидкости, называется гидромуфтой с постоянным заполнением. В гидромуфте с переменным заполнением количество жидкости в рабочей полости изменяется.

Если переменное заполнение осуществляется перетеканием жидкости из основной полости в дополнительную, гидромуфта называется гидромуфтой с внутренним самоопоражниванием.

Замкнутой называется гидромуфта, в рабочей полости и в дополнительной вращающейся полости которой во время работы жидкость не может заменяться.

Если в гидромуфте во время ее работы возможна замена жидкости за счет внешнего подвода и отвода, то она называется незамкнутой гидромуфтой.

Гидромуфта, имеющая одну рабочую полость, называется однополостной, соответственно имеющая две полости - двухполостной.

Гидромуфты всегда работают с определенной величиной скольжения, что связано с потерей мощности. Для устранения этого недостатка применяются гидромуфты в комбинации с фрикционным или центробежным сцеплением. При пуске машины гидромуфта обеспечивает мягкость включения и плавность разгона. По достижении необходимой скорости машины фрикционное или центробежное устройство блокирует гидромуфту, исключая этим работу гидромуфты и фрикционных на невыгодном режиме.

Нерегулируемые гидромуфты

Нерегулируемые гидромуфты постоянного наполнения

На рисунке 19 показана литая конструкция нерегулируемой гидромуфты постоянного наполнения. Насос 5 соединен с ободом маховика двигателя, а турбина 2 - с фланцем стакана, расположенного во втулке насоса и соединенного внутренними шлицами с ведомым валом. Насос и турбина имеют плоские радиальные лопатки. Во избежание вибраций и шума при

работе гидромфты количество лопаток насоса принимают на 5-8% больше или меньше, чем у турбины. Между кожухом 3 и турбиной 2 имеется небольшая полость 1. Заливная пробка 4 расположена так, что наполнить гидромфту выше установленного предела невозможно. При больших скольжениях часть жидкости из проточной полости перетекает в полость 1 через периферийный зазор между насосом и турбиной. Следствием этого является уменьшение наполнения проточной полости. Однако ввиду малого объема полости 1 этим уменьшением наполнения можно пренебречь. Поэтому рассматриваемая гидромфта является гидромфтой постоянного наполнения, имеющей жесткую характеристику, что ограничивает область ее применения.

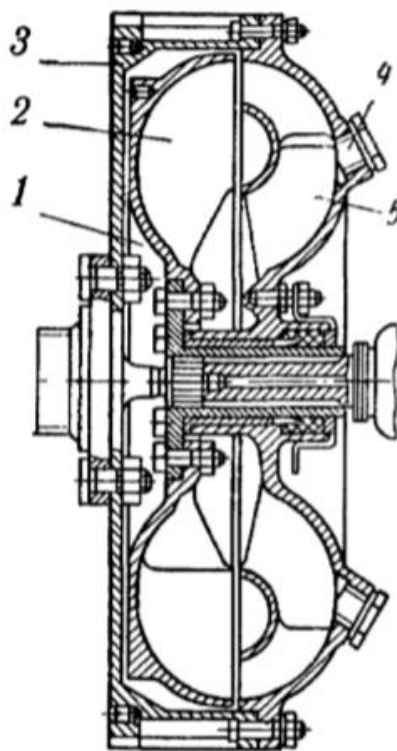


Рисунок 19 – Нерегулируемая гидромфта постоянного наполнения

Гидромфты с переменным заполнением

Гидромфта с внутренним самоопораживанием

Обычная гидромфта с тором (рис. 10) или без тора имеет жесткую характеристику $\eta = f(M)$. При большом значении скольжения величина момента может в 20-25 раз превысить момент гидромфты при номинальном

скольжении. При остановке турбинного колеса такой гидромукты в результате снижения скорости вращения насосного колеса замкнутая циркуляция жидкости создает на турбинном колесе значительный остаточный момент. Этот момент передается на приводной вал машины и для его погашения требуется установка специальных тормозных устройств.

Для уменьшения остаточного момента гидромукты ее диаметр делают возможно меньшим, а для получения высокого КПД возможно большим. Эти противоречия в известной мере разрешены в гидромукте с внутренним самоопораживанием за счет регулирования ее режима работы. Эти гидромукты позволяют передавать момент при больших скольжениях значительно ниже, чем обычная гидромукта, т. е. имеют более мягкую характеристику, чем обычные гидромукты.

На рисунке 20 приведена схема гидромукты с дополнительной отводной полостью. Дополнительная полость 1 находится вне круга циркуляции и жестко соединена с турбиной 2. При максимальной скорости насоса 3 рабочая полость гидромукты полностью заполнена жидкостью, а в дополнительной полости находится такое количество жидкости, давление центробежных сил которого уравнивается давлением рабочей жидкости в круге циркуляции. Эти условия определяют объем заливаемой в гидромукту рабочей жидкости.

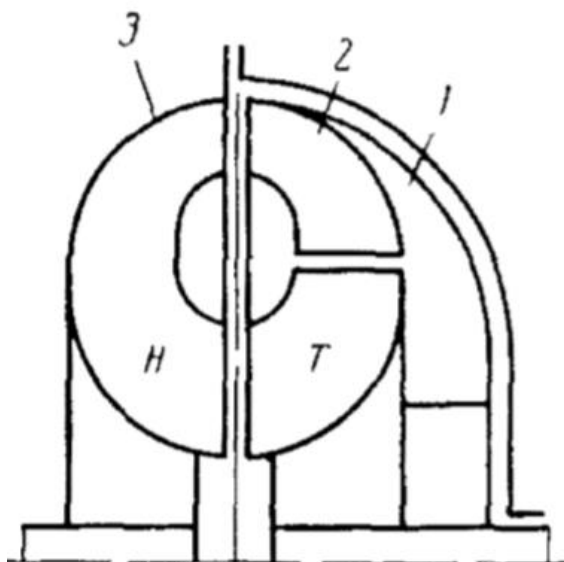


Рисунок 20 – Схема гидромуфты с внутренним самоопоражнением

При снижении скорости турбины в результате увеличения нагрузки или уменьшения скорости насосного колеса действие центробежных сил со стороны жидкости, находящейся в дополнительной полости, уменьшается, и в нее будет поступать часть жидкости из рабочей полости. Это приведет к уменьшению передаваемой гидромуфтой момента по сравнению с моментом, при котором рабочая полость муфты полностью заполнена.

При остановке турбинного колеса жидкость из круга циркуляции выталкивается в дополнительную полость, что приводит к снижению передаваемого гидромуфтой остаточного момента.

При пуске машины, когда скорость турбинного колеса увеличивается, жидкость из дополнительной полости перетекает в круг циркуляции, что сопровождается уменьшением скольжения гидромуфты.

Для смягчения характеристики часто гидромуфта снабжается порогом, установленным у выхода из турбины (рис.21). При больших скольжениях в период пуска при торможении гидромуфты расход жидкости в круге циркуляции большой. Поток жидкости, обтекающей вокруг наружных стенок рабочей полости гидромуфты, сильно тормозится порогом. В результате передаваемый гидромуфтой момент оказывается меньше

момента, который могла бы передать гидромуфта при отсутствии порога.

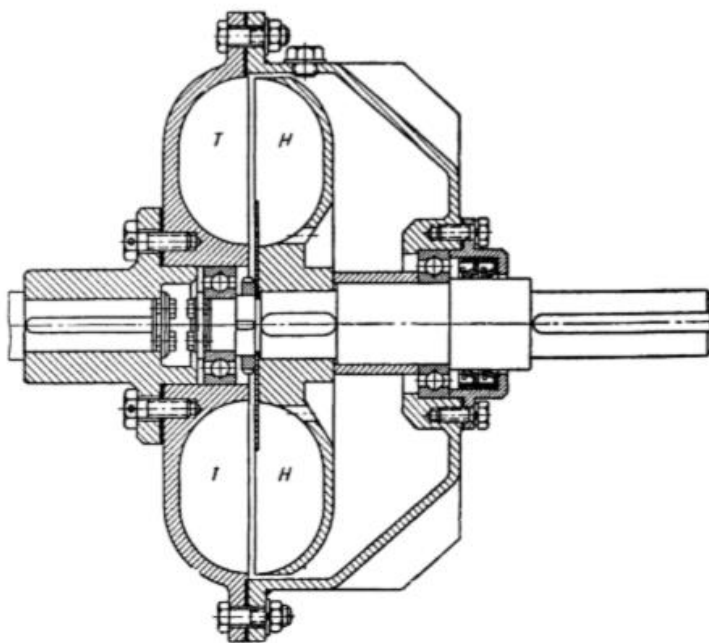


Рисунок 21 – Гидромуфта с порогом

При увеличении скорости вращения турбины, т.е. уменьшении скольжения, увеличивается центробежная сила жидкости, а расход её уменьшается. Под действием центробежной силы циркуляция жидкости перемещается к периферии рабочей полости гидромуфты, и тормозящее влияние порога на циркуляционный поток жидкости уменьшается, а при номинальной скорости вращения турбины исчезает, что обеспечивает работу гидромуфты с высоким КПД. На рисунке 22 для сравнения приведены характеристики гидромуфт обычного типа (7), гидромуфты с отводной полостью без порога (2) и гидромуфты комбинированные (3). Характеристики приведены для максимального значения скорости насосного колеса.

Как видно из рисунка, при номинальном режиме работы гидромуфт, когда скольжение невелико, все гидромуфты имеют примерно одинаковую внешнюю характеристику, а при больших скольжениях их характеристики различны. Наиболее мягкую характеристику имеет гидромуфта комбинированного типа.

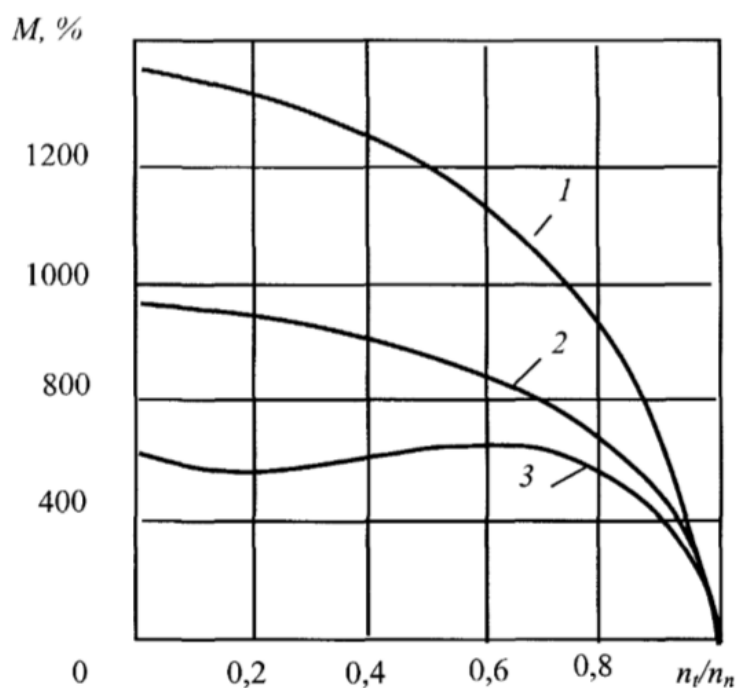


Рисунок 22 – Сравнительные характеристики гидромуфт

Предохранительные гидромуфты

Предохранительные гидромуфты относятся к гидромуфтам с переменным заполнением. В рассмотренных выше гидромуфтах для вывода из рабочей полости жидкости используется статический перепад давления между вращающейся дополнительной полостью и рабочей полостью. Вследствие незначительной величины этого давления такие гидромуфты имеют малую быстроту действия и поэтому как предохранительные могут быть использованы только в условиях медленно протекающих режимов работы.

В тех случаях, когда машины связаны с частыми пусками, реверсированием и экстренными перегрузками, возникает необходимость в создании специальных предохранительных гидромуфт. Такие муфты при внезапном возрастании нагрузки свыше допустимой быстро проскальзывают и, снижая скорость ведомого вала, удерживают передаваемый момент на заданном пределе и тем самым предохраняют от поломки элементы машины. При перегрузках быстрота действия предохранительных муфт обеспечивается тем, что для вывода жидкости из муфты используется

скоростной напор. Скорость слива жидкости из гидромукты определяет их динамические характеристики.

Большинство электродвигателей, применяемых в таких машинах, имеют отношение опрокидного момента к номинальному, равное 2-2,2.

Максимальный момент предохранительной гидромукты должен быть на 15-30% меньше максимального момента электродвигателя, чтобы исключить возможность остановки его при внезапном стопорении вала гидромукты, например при заклинивании выходного вала. Поэтому предохранительные гидромукты, работающие совместно с асинхронными двигателями, имеют отношение максимального момента к номинальному в пределах 1,2-2,2 в зависимости от свойств приводимой в действие машины.

В зависимости от конструктивных особенностей предохранительная гидромукта может иметь различный вид внешней характеристики. Такие характеристики для номинального заполнения приведены на рисунке 23.

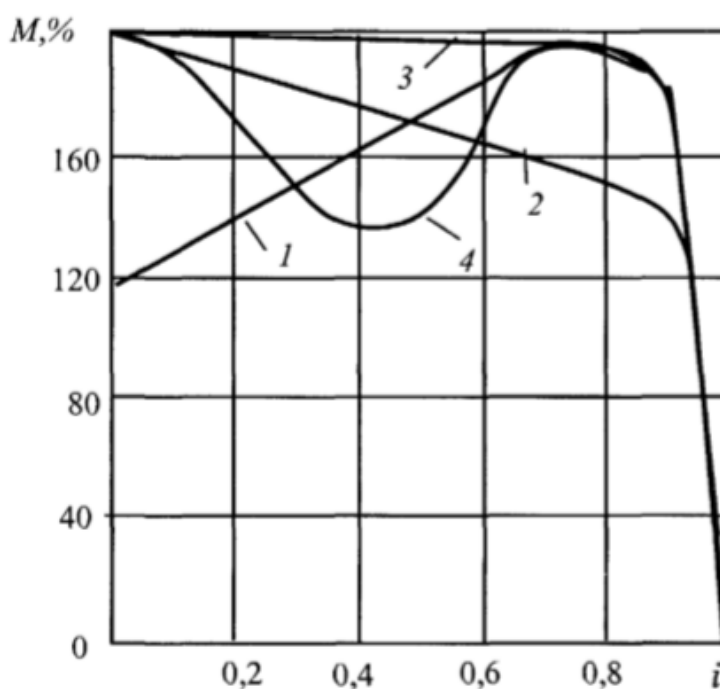


Рисунок 23 – Характеристики предохранительных гидромукт

Гидромукта с характеристикой 1 в период пуска имеет небольшой момент, что не позволяет использовать эффективно пусковой момент приводного двигателя. Разгон такой гидромукты при большой нагрузке

будет медленным в начале и резким в конце при $i=0,7-0,8$, что может вызвать перегрузку машины. Поэтому такая характеристика гидромуфты для большинства машин непригодна. Гидромуфта, имеющая характеристику 4, не может обеспечить удовлетворительный режим пуска.

Для машин, у которых в период нормальной работы нагрузка не превышает значительно номинальную, лучше будет гидромуфта с характеристикой 2. Такая гидромуфта обеспечивает плавный разгон двигателя с заданным ускорением. В случае перегрузки скольжение гидромуфты возрастет, и тепловая защита отключит гидромуфту.

Гидромуфта с характеристикой 3 также обеспечивает плавный пуск машины. Однако свойства такой гидромуфты значительно ухудшаются при уменьшении заполнения

Применяемые предохранительные гидромуфты можно свести к двум типам, отличающимся по способу вывода жидкости из рабочей полости в дополнительную.

К первому типу относятся гидромуфты с несимметричными колесами и сливом жидкости в сторону насосного колеса. Ко второму типу относятся гидромуфты с симметричными колесами, с порогом на турбинном колесе и сливом жидкости в сторону турбинного колеса.

Наибольшее распространение получили гидромуфты первого типа (рис. 24), обладающие большой скоростью срабатывания при перегрузке, машины. При номинальной нагрузке, когда муфта работает на малом скольжении, вся жидкость находится в рабочей полости. С возрастанием нагрузки до определенного значения вследствие уменьшения скорости турбины часть жидкости из рабочей полости 1 с большой скоростью будет поступать в дополнительную полость 2 через отверстие 3, что приведет к уменьшению роста крутящего момента, и гидромуфта потеряет способность к перегрузке. Опорожнение рабочей полости будет происходить до тех пор, пока дополнительная полость полностью не заполнится. Поступление жидкости из дополнительной в рабочую полость, вследствие малого

диаметра переточных отверстий, происходит медленнее, чем поступление жидкости из рабочей полости. Таким образом, если в обычной гидромуфте с частичным наполнением при наступлении критического скольжения происходит изменение характера потока внутри круга циркуляции, то в предохранительной гидромуфте при наступлении критического значения скольжения, равного $s=10-15\%$, начинается слив жидкости из круга циркуляции в дополнительную полость.

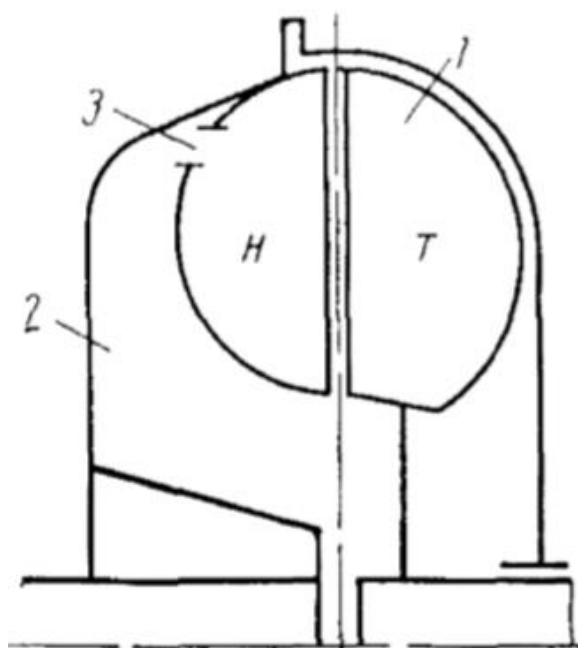


Рисунок 24 – Схема предохранительной гидромуфты со сливом
жидкости в сторону насосного колеса

Представленная на рисунке 25 схема гидромуфта имеет кроме дополнительного объема 1 предварительную камеру 2 с лопатками, расположенную на пути потока непосредственно под кругом циркуляции и связанную с насосным колесом. При нормальной нагрузке вся жидкость находится в рабочей полости. При превышении величины критического скольжения жидкость выливается в предварительную камеру, где создается встречный поток, затормаживающий быстрый слив, и быстрое падение крутящего момента. После заполнения предварительной камеры

опоражнвание гидромуфты замедляется, и оставшая часть жидкости из этой камеры поступает в дополнительную полость 2.

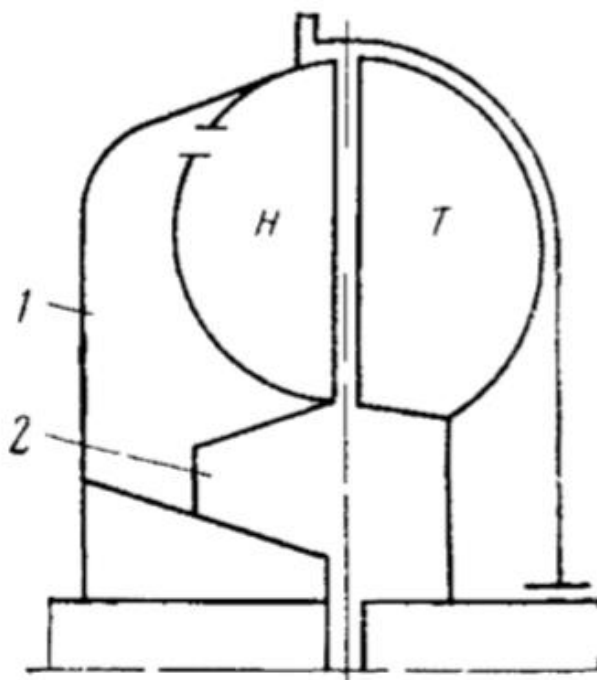


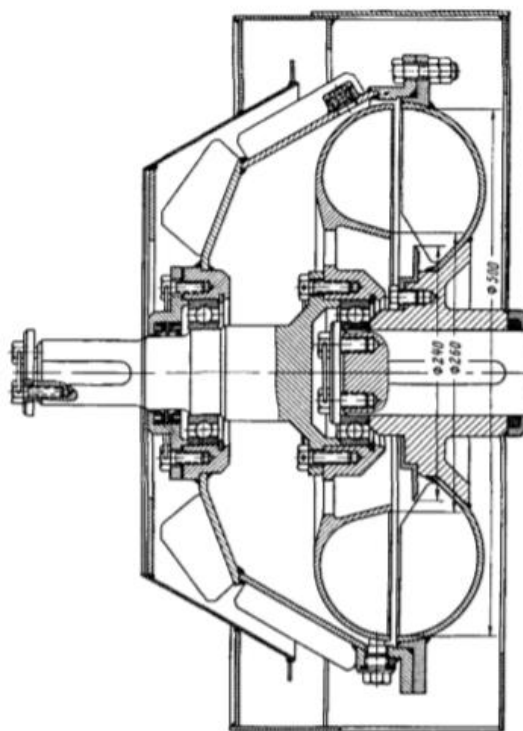
Рисунок 25 – Схема предохранительной гидромуфты с дополнительным объемом и предварительной камерой

При остановке ведомого вала жидкость полностью заполняет предварительную камеру и дополнительный объем. При снятии нагрузки или снижения ее до номинальной скорость турбины увеличивается, и рабочая полость снова заполняется.

Поскольку предохранительные гидромуфты должны строго ограничивать максимально допустимый момент, то для уменьшения динамического момента при торможении необходимо маховые массы гидромуфты сделать минимальными. Эта задача решается несколькими путями: выполнением гидромуфт из легких сплавов, созданием гидромуфт с кожухом, связанным с турбинным колесом и со свободно вращающимся кожухом.

В выпускаемых предохранительных гидромуфтах кожух обычно соединяется с насосным колесом. Это хотя и уменьшает момент инерции на

В гидромуфтах, в которых кожух связан с турбинным колесом, обеспечивается минимальное значение маховых масс на валу двигателя, что позволяет сократить время разгона двигателя. Гидромуфта Т-90 с кожухом, связанным с турбинным колесом, и несимметричными колесами приведена на рисунке 26.



При разгоне гидромуфты со свободно вращающимся кожухом (рис. 27) не кожух сообщает движение жидкости в дополнительной полости, как в рассмотренных выше гидромуфтах, а наоборот, жидкость сообщает вращение кожуху за счет сил трения. В связи с этим дополнительный объем будет дольше оставаться полностью заполненным, и заполнение рабочей полости замедлится. При торможении ведомого вала кожух будет продолжать вращаться, не создавая дополнительного момента инерции на валу гидромуфты. Такая гидромуфта предпочтительнее для машин,

работающих в тяжелых условиях.

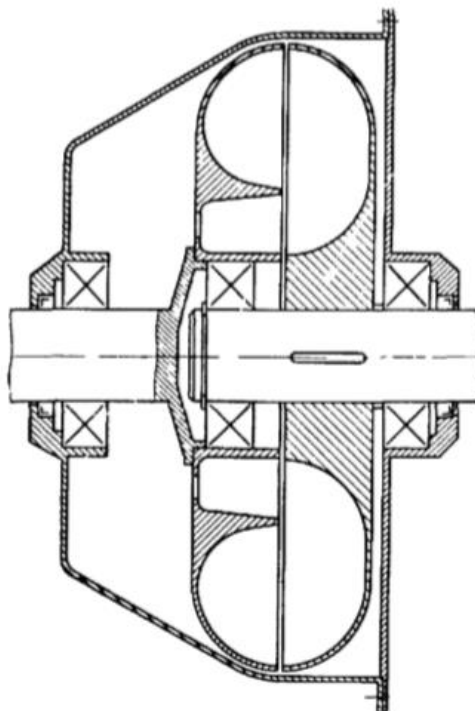


Рисунок 27 – Гидромуфта со свободно вращающимся кожухом

Расчет предохранительных гидромуфт ведется по формуле (24). При этом коэффициент A момента принимается равным единице.

Предохранительные гидромуфты работают автоматически. При переходе на режим полного скольжения они защищают приводимую машину и двигатель, но сами при этом попадают в тяжелые условия работы, так как при остановленном турбинном колесе вся подводимая к гидромуфте мощность превращается в тепло. Для защиты гидромуфт предусматривается автоматически действующая тепловая защита, наличие которой на предохранительных гидромуфтах является обязательным.

Следует отметить, что при внезапной остановке, приводимой через гидромуфту рабочей машины, защитная гидромуфта предохраняет двигатель от поломки, переходя на режим 100%-ного скольжения. При этом вся подводимая к муфте мощность превращается в тепло и идет на нагревание масла, температура которого может достигнуть опасного предела. Поэтому необходима тепловая защита гидромуфты, автоматически останавливающая.

Регулируемые гидромуфты

По способу регулирования различают гидромуфты:

- регулируемые заполнением на входе
- регулируемые заполнением на выходе и
- регулируемые воздействием на поток.

В гидромуфте с регулированием на входе изменение количества жидкости при регулировании осуществляется изменением расхода подаваемой в гидромуфту жидкости. При регулировании на выходе изменение количества жидкости осуществляется путем изменения расхода сливаемой из гидромуфты жидкости. При регулировании воздействием на поток изменяется форма рабочих колес, перемещение шибера и т. п.

Регулирование гидромуфт может осуществляться также за счет изменения скорости насосного колеса, а также комбинированным использованием нескольких указанных способов.

Наиболее экономичным способом регулирования гидромуфты является регулирование с помощью изменения скорости приводного двигателя. В этом случае обеспечивается высокое значение КПД в широких пределах изменения скорости ведомого вала. Для регулирования гидромуфт этим способом необходимо, чтобы приводной двигатель был также регулируемый.

Регулирование гидромуфт заполнением осуществляется специальными насосами питания и опорожнения, поворотными или выдвижными черпательными трубками, а также выпускными клапанами.

Гидромуфты с насосами питания получили применение в приводах большой мощности, где требуется быстрая регулировка скорости привода. Это достигается соответствующим выбором производительности насоса.

Теоретически производительность насоса питания можно выбирать сколь угодно большой, что позволит быстро осуществить заполнение гидромуфты, а, следовательно, и разгон выходного вала. На практике в целях повышения КПД всей установки с гидромуфтой мощность насоса питания приходится сильно ограничивать, выбирая величину его производительности

из расчета количества жидкости, требуемой для охлаждения гидромуфты, что обычно составляет 0,5-1% номинальной мощности. Уменьшение заполнения рабочих каналов при регулировании гидромуфты ухудшает структуру потока и вызывает увеличение потерь. При заполнении гидромуфты свыше 50% обычно гидромуфта работает без резкого колебания передаваемого момента.

Наиболее широкое применение для регулирования гидромуфт получили регулируемые черпательные трубки. Черпательная трубка под действием скоростного напора забирает жидкость из дополнительной вращающейся полости для осуществления ее внешнего подвода и отвода. Применяются поворотные и скользящие черпательные трубки. Поворотные черпательные трубки поворачиваются вокруг оси, параллельной оси гидромуфты. Скользящая черпательная трубка передвигается поступательно в направляющих. В гидромуфте с черпательной трубкой устраивается вращающийся вместе с насосом резервуар 1 (рис. 28), который все время через специально калиброванные отверстия 2 выбрасывает жидкость из круга циркуляции. В резервуаре устанавливается поворотная или выдвижная черпательная трубка 3. При помощи механического устройства черпательная трубка может вводиться во вращающееся кольцо 4 рабочей жидкости или выводиться из него. В первом случае (положение Г) черпательная трубка, используя скоростной напор вращательного кольца жидкости, все время подает жидкость в круг циркуляции. Так как расход жидкости через отверстия значительно меньше производительности трубки, то круг циркуляции будет всегда заполнен, и гидромуфта будет работать с номинальным скольжением, равным 2-3% .

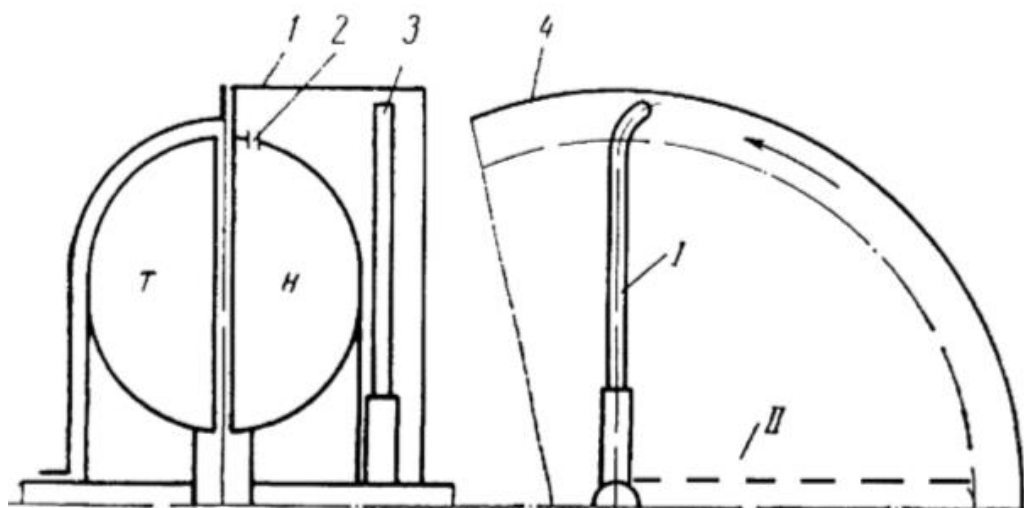


Рисунок 28 – Схема гидромукты с черпательной трубкой

При положении II трубка не подает жидкость, в то время как выброс ее через отверстия происходит непрерывно, в результате рабочая камера опорожняется и турбина останавливается. Промежуточное положение трубки дает различную степень заполнения гидромукты и, следовательно, различную скорость вращения ведомого вала.

Черпательная трубка позволяет быстро изменить скорость приводной машины. Использование кинетической энергии выбрасываемой жидкости делает гидромукту с черпательной трубкой экономичной. К недостаткам этого способа регулирования можно отнести относительно медленное уменьшение скорости вращения, ограничиваемой расходом через калиброванные отверстия сброса. Гидромукта с черпательной трубкой показана на рисунке 29.

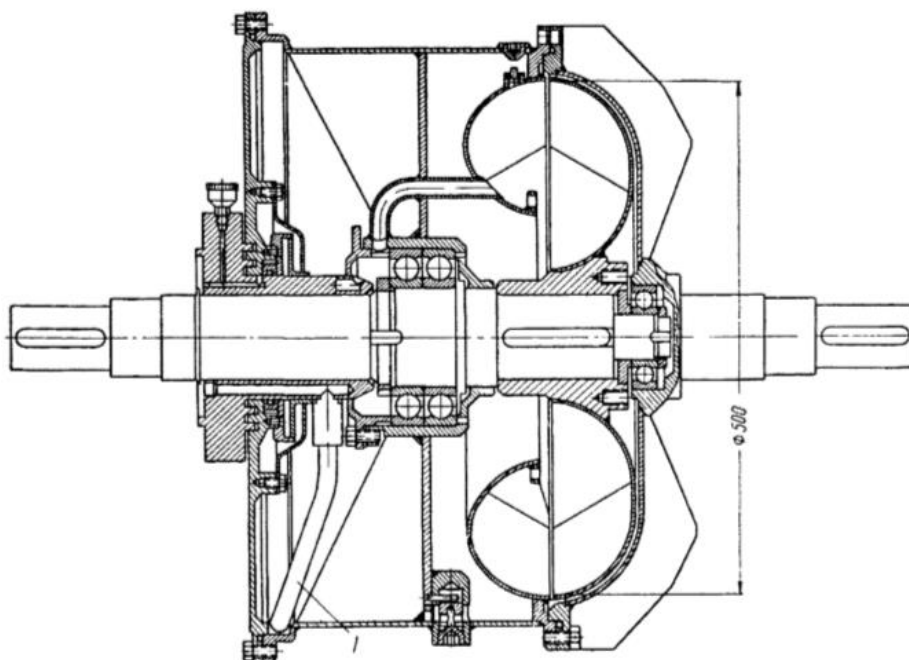


Рисунок 29 – Гидромуфта с черпательной трубкой

На рисунке 30 приведены сравнительные кривые КПД гидромуфты при регулировании наполнением жидкости (кривая 1) и регулировании изменением скорости насосного колеса (кривая 2). Как видно, КПД гидромуфты при регулировании насосного колеса выше в широком диапазоне регулирования.

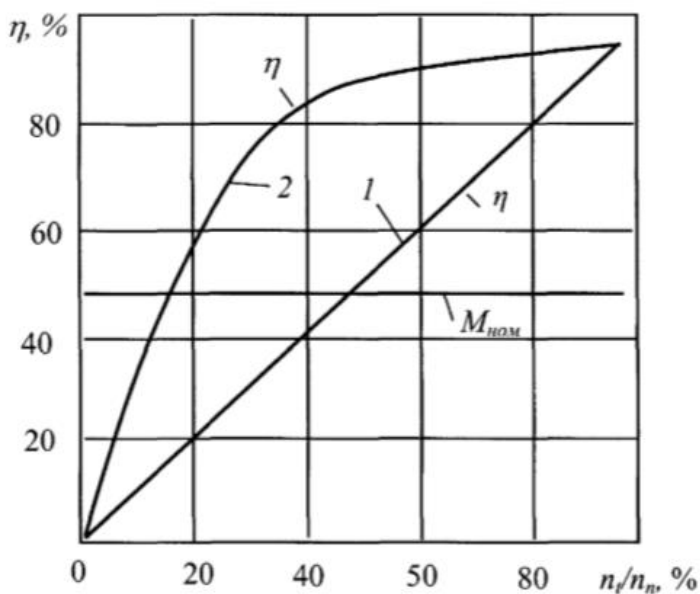


Рисунок 30 – Сравнительные характеристики гидромуфт при регулировании наполнение жидкости

Поэтому регулирование изменением наполнения не является

экономичным. Однако в этом случае обеспечивается высокая маневренность, что способствует распространению принципа регулирования гидромуфт изменением наполнения.

Мощности регулируемых гидромуфт охватываются в настоящее время диапазоном от 10 до 400 кВт при первичной скорости вращения до 1500 об/мин.

Регулирование гидромуфт механическим воздействием на поток жидкости заключается в том, что, поток жидкости в круге циркуляции перекрывается выдвижной кольцевой дроссельной заслонкой (шибером) (рис. 31).

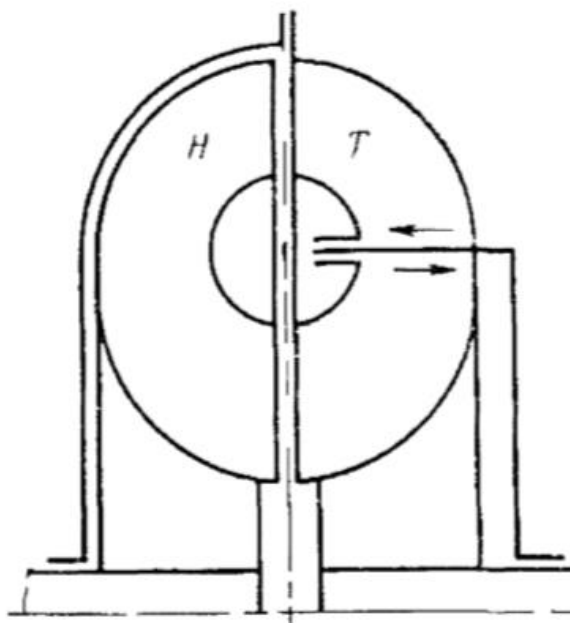


Рисунок 31 – Схема гидромуфты с шибером

Для гидромуфт без тора дроссельный диск диаметром, равным до 0,5 активного диаметра, не оказывает существенного влияния на КПД, а для гидромуфт с тором это влияние сказывается при дроссельных дисках всех диаметров.

КПД гидромуфт с механическим регулированием из-за дроссельного действия механических устройств ниже, чем гидромуфт с другими способами регулирования.

Регулируемые гидромуфты применяются в системах машин с

асинхронными электродвигателями, где требуется изменение скорости выходного вала (вентиляторы, буровые станки, подъемные лебедки и др.).

5. Гидродинамическая муфта фирмы Rotofluid

Гидродинамическая муфта разработана для обеспечения оптимальной надежности и долговечности оборудования. Она устанавливается между электродвигателем (ведущий элемент) и машиной (ведомый элемент).

Гидромуфта Rotofluid состоит в основном из двух рабочих колес с радиальными лопастями, расположенными напротив друг друга, одно из которых соединено с валом двигателя, а другое - с входным валом ведомого оборудования или машины.

Гидродинамическая муфта Rotofluid работает как центробежное сцепление, приводя в движение лопастное колесо, масло, проходящее от лопастей к ведомой части, которая действует как ведомое рабочее колесо, передает мощность на оборудование или машину. Масло, которое заполняет гидромуфту, передает крутящий момент, а также смазывает подвижные части.

Гидродинамические муфты являются самым простым и дешевым способом создания идеального гибкого приводного механизма, поскольку между двигателем и приводным оборудованием или машиной нет необходимости в механических частях.

Без механических частей практически нет износа.

Преимущества использования гидродинамических муфт Rotofluid:

- 1) большой спектр принадлежностей;
- 2) сменные принадлежности на основном элементе;
- 3) размеры системы вал-шкив идеально соответствуют потребностям привода;
- 4) все гидромуфты, которые используют ременную передачу, оснащены шарикоподшипниками для защиты от радиальных нагрузок, превышающих стандартные.

5) все гидродинамические муфты, используемые для горизонтальных применений, оснащены эластичной гибкой муфтой, которая дает пользователю преимущество в том, что она может заменить гибкий элемент, удалив его радиально из муфты, не повреждая двигатель или приводное оборудование или машину [26].

Преимущества стандартного монтажа

В стандартном сборе гидромуфта устанавливается с внутренней частью, соединенной с валом двигателя.

Это характерно для муфт со шкивами и при линейном применении, обеспечивая следующие преимущества:

- стандартизация диаметра отверстий в соответствии с двигателями UNEL MEC;
- во время запуска двигатель менее нагружен из-за низкой инерции внутренней части, рабочая скорость достигается с уменьшением пикового тока;
- В соответствии с применением, где требуется торможение, диск / барабан устанавливается непосредственно на валу редуктора без увеличения осевой длины муфты;
- в муфтах с заполняющими камерами запуск происходит более плавно, потому что масло проходит из запаздывающей камеры в контур из-за центробежной силы, снижающей момент отбора
- гибкий элемент, установленный на гидродинамической муфте, меньше подвержен напряжению, поскольку крутящий момент передается жидкостью, а не при непосредственном подключении к двигателю.

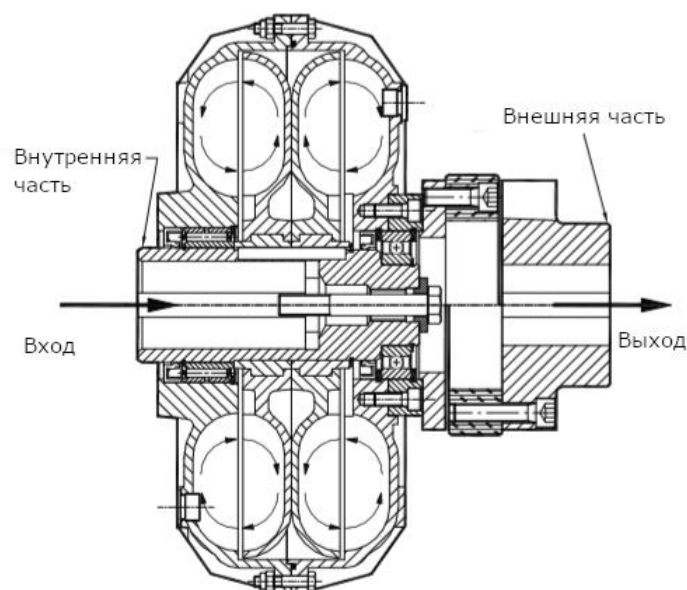


Рисунок 32 - стандартное крепление гидродинамической муфты

Запуск без гидродинамической муфты

На рисунке 33 показан типичный запуск электродвигателя, напрямую подключенного к нагрузке. Пунктирная линия представляет потерю энергии, приводящую двигатель и нагрузку к рабочей скорости.

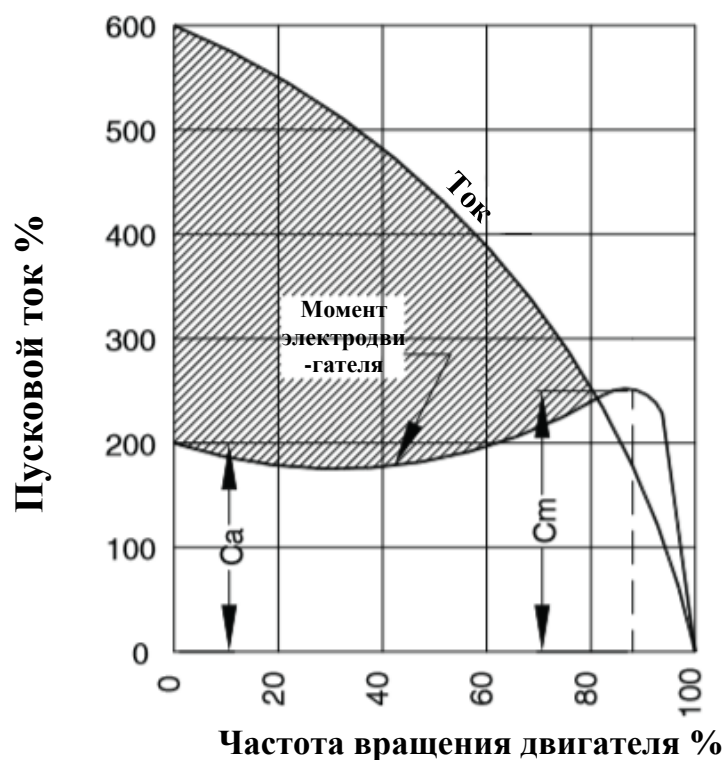


Рисунок 33- запуск электродвигателя подключенного к нагрузке

Как видно, прямой запуск имеет следующие недостатки:

- разница между моментом запуска (C_a) и требованием к нагрузке (C_m) очень мала; максимальный крутящий момент составляет от 80% до 85% рабочей скорости;
- ток, потребляемый при пуске, может в 6 раз превышать номинальный ток, вызывая электрические перегрузки и более высокие затраты, повышение температуры двигателя и меньшее количество возможных пусков;
- сложность применения, когда требуется высокий пусковой момент.

Запуск с гидродинамической муфтой

На рисунке 34 сравнивается ток, потребляемый стартером электродвигателя с гидромуфтой и без нее.

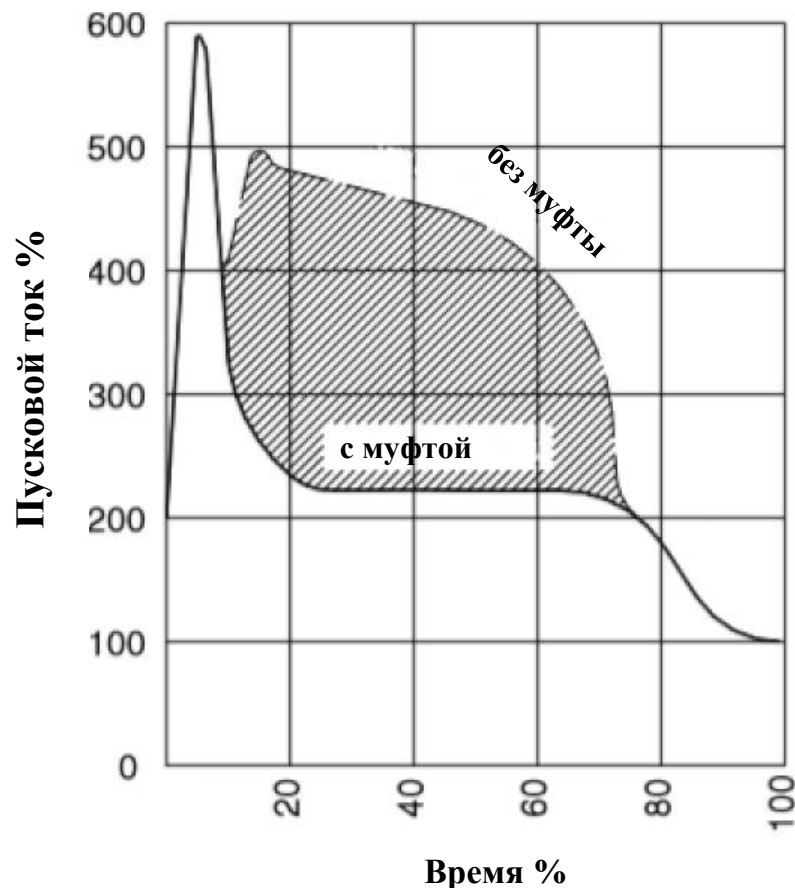


Рисунок 34 – сравнение тока потребляемого стартером электродвигателя с гидромуфтой и без нее

Первая кривая «Без муфты» - это запуск с прямым подключением при коротком замыкании. Вторая кривая «С муфтой» - это тот же пуск с гидродинамической муфтой. Вычеркнутая часть представляет собой разницу в энергии, использованную для одного и того же запуска с гидродинамической муфтой и без нее.

На первой кривой «Без муфты» ток достигает пика, примерно в шесть раз превышающего номинальный, и сохраняется при высоких значениях вплоть до номинальной частоты вращения двигателя.

На второй кривой «С муфтой» пиковый ток остается высоким только в течение нескольких секунд (энергия, необходимая только для ускорения ротора двигателя) и снижается до приемлемых значений в течение времени, необходимого для приведения машины в схему. Когда гидродинамическая муфта Rotofluid установлена между электродвигателем и приводной машиной, двигатель может запуститься при коротком замыкании.

Характеристические кривые запуска с гидромуфтой

На рисунке 35 показана характеристическая кривая крутящего момента для электродвигателя, кривая потери скорости гидромуфты и кривая скольжения при эксплуатационной скорости.

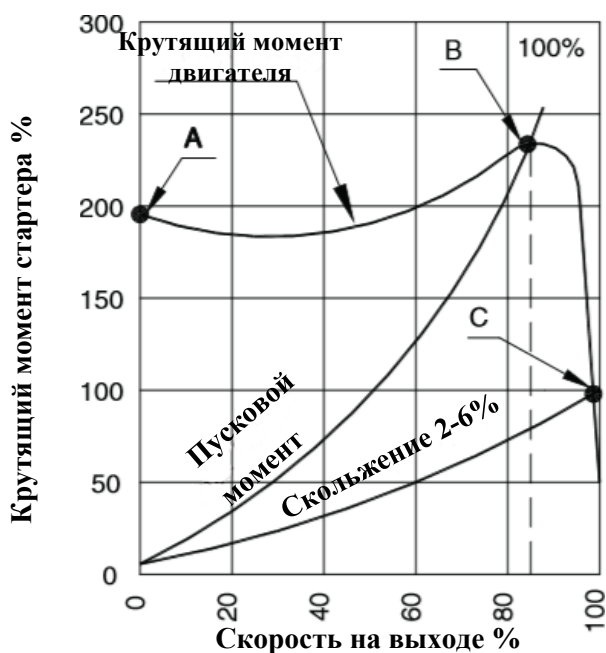


Рисунок 35 – график момента, потери скорости и скольжения при эксплуатационной скорости

Гидродинамическая муфта позволяет двигателю достичь скорости 80-85% за несколько секунд (смещение от точки А к точке В), где она соответствует кривой потери скорости гидромуфты (скольжение = 100%), точке максимального крутящего момента двигателя.

Точка С является точкой функционирования гидромуфты после того, как двигатель достиг рабочей скорости.

Для быстрого подбора гидромуфты используется номограмма мощности и частоты вращения на входе (приложение В). В каждом случае выбор падает на линию, которая отделяет один размер от другого; рекомендуется выбирать больший размер, применяя при этом уменьшенное заполнение маслом.

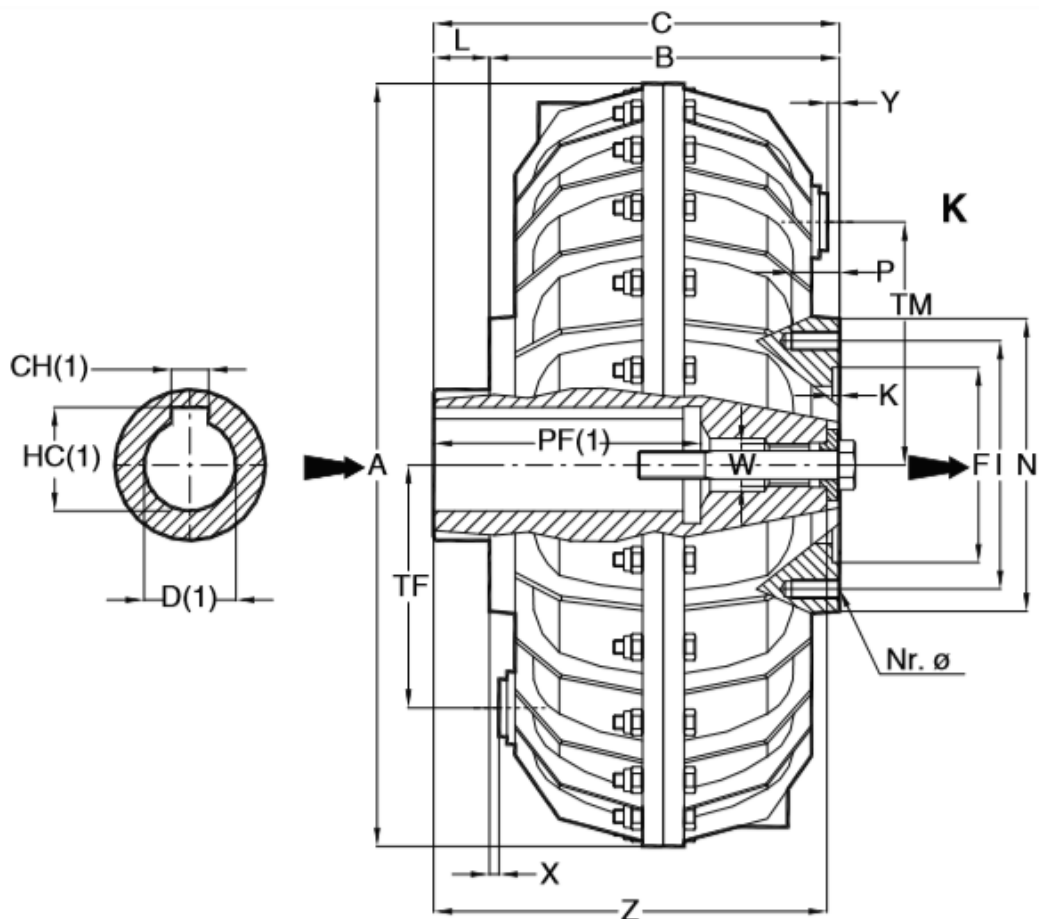


Рисунок 36 – Размеры гидромуфты фирмы Rotofluid
Размеры гидродинамической муфты указаны в таблице 5 [26].

Таблица 5 –Размеры гидромуфты

Размеры в мм									
Диаметр отверстия D	A	B	K	I	L	N	Nr.-ø	P	TF TM
80-90	640	190	4	195	50	225	8- M16	24	265
W	X	Y	Z	C	F ^{H7}				
M36	0	15	234	240	150				

Расчет КПД гидромукты

Исходные данные:

$n_{\text{э}} = 1480$ об / мин - частота вращения вала электродвигателя;

$U = 380$ В - напряжение сети;

$I = 352$ А - сила тока при 380В;

$\eta_{\text{э}} = 95,5\%$ - КПД электродвигателя;

$\cos \varphi = 0,92$ - коэффициент мощности;

$n_{\text{н}} = 1475$ об / мин - частота вращения вала насоса;

$Q = 315$ м³ / ч – подача насоса;

$H = 126$ м – напор насоса;

$\eta_{\text{н}} = 75\%$ – КПД насоса;

$\rho = 0,998$ кг / м³ – плотность нефти.

Номинальная мощность на валу насоса $N_{\text{н}}$, кВт, прямо пропорциональна частоте вращения в кубе. При уменьшении частоты вращения насоса в 2 раза мощность на его валу снижается в 8 раз [27].

$$N_{\text{н}} = \frac{9,81}{3600} \cdot Q \cdot H \cdot \rho \cdot \frac{1}{\eta_{\text{н}}} = \frac{9,81}{3600} \cdot 315 \cdot 126 \cdot 0,998 \cdot \frac{1}{0,75} = 143,92 \text{ кВт}, \quad (30)$$

При уменьшении с помощью гидромукты частоты вращения насоса $n_{\text{н}}$ ниже максимальной, равной частоте вращения электродвигателя $n_{\text{э}}$, максимальная передаваемая мощность на валу насоса $N_{\text{н.макс}}$, т.е. когда $n_{\text{н}} = n_{\text{э}}$ (электродвигатель соединен с насосом без гидромукты).

$$N_{\text{н.макс}} = N_{\text{н}} \cdot \left(\frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{н}}} \right)^3 = 143,92 \cdot \left(\frac{1480}{1475} \right)^3 = 145,39 \text{ кВт}; \quad (31)$$

Момент на валу насоса при заданных частоте его вращения и мощности определяется по соотношению :

$$M_{\text{н}} = \frac{30 N_{\text{н}}}{\pi \cdot n_{\text{н}}} = \frac{30 \cdot 143,92}{\pi \cdot 1475} = 0,93 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (32)$$

Частота вращения вала насоса определяет один из важнейших показателей гидромукты – скольжение :

$$s = \frac{n_{\text{э}} - n_{\text{н}}}{n_{\text{э}}} \cdot 100\% = \frac{1480 - 1475}{1480} \cdot 100\% = 0,34\% . \quad (33)$$

Мощность, потребляемая электродвигателем $N_{\text{Э}}$ Вт, может быть рассчитана исходя из паспортных характеристик и данных измерения тока в обмотке статора электродвигателя:

$$N_{\text{Э}} = \sqrt{3}IU \cos \varphi \cdot \eta_{\text{Э}} = \sqrt{3} \cdot 352 \cdot 380 \cdot 0,92 \cdot 0,955 = 203,55 \text{ кВт}, \quad (34)$$

где:

I – ток в обмотке статора, А;

U – напряжение в сети, В;

$\cos \varphi$ – коэффициент мощности;

$\eta_{\text{Э}}$ – КПД электродвигателя.

Потери в гидромуфте равны разности мощностей электродвигателя и насоса:

$$\Delta N_{\text{ГМ}} = N_{\text{Э}} - N_{\text{Н}} = 203,55 - 143,92 = 59,63 \text{ кВт}; \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{\text{ГМ}} &= N_{\text{Э}} - N_{\text{Н}} = N_{\text{Н}} \left(\frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{Н}}} - 1 \right) = N_{\text{Н.МАКС}} \left(\frac{n_{\text{Н}}}{n_{\text{Э}}} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{Н}}} - 1 \right) = \\ &= N_{\text{Н.МАКС}} \cdot (\psi^2 - \psi^3), \end{aligned} \quad (36)$$

где:

$$\psi = \frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{Н}}} - \text{удельный безразмерный параметр.}$$

Для определения значения ψ^* , при котором потери в гидромуфте максимальны, производную функции приравняем к нулю:

$$\frac{\partial \Delta N}{\partial \psi} = 2\psi - 3\psi^2 = 0. \quad (37)$$

Из выражения 17 следует, что $\psi = \frac{2}{3}$.

Максимальные потери в гидромуфте согласно выражению 16.

$$\Delta N_{\text{ГМ}} = N_{\text{Н.МАКС}} \cdot 0,148 = 145,39 \cdot 0,148 = 21,52 \text{ кВт}. \quad (38)$$

Коэффициент полезного действия гидромуфты оценивается по следующей формуле:

$$\eta = \frac{N_{\text{Н.МАКС}} - \Delta N_{\text{Г.М}}}{N_{\text{Н.МАКС}}} = \frac{145,39 - 21,52}{145,39} = 0,852 = 85,2\%. \quad (39)$$

6. Исследование влияния параметров гидродинамической муфты с использованием программного комплекса Ansys

С нарастающей тенденцией внедрения гидромуфт, они были исследованы как с помощью экспериментов, так моделированием CFD.

Вычислительная гидродинамика (также CFD от англ. computational fluid dynamics) — подраздел механики сплошных сред, включающий совокупность физических, математических и численных методов, предназначенных для вычисления характеристик потоковых процессов.

Хуитенга и Митра исследовали 3D анализ потока жидкости для понимания зависящих от времени эффектов и улучшения поведения при запуске гидромуфты за счет изменения геометрии движущейся части [28, 29]. Эйнли и ее коллеги измеряли скорость потока внутри гидротрансформатора, наполненного маслом с разными скоростными коэффициентами (SR) при постоянной частоте вращения насоса [30]. Массовые потоки были рассчитаны по данным скорости и, как оказалось, уменьшались по мере увеличения скорости. Хабсигер и Флэк исследовали характеристики потока на границе раздела первичного и вторичного колес преобразователя крутящего момента при различных скоростных соотношениях с помощью лазерной скоростеметрии [31]. Полученные результаты показали, что существует и обратная ситуация расход на входе в турбину при низких скоростных коэффициентах, что является показателем утечки потока через основную часть. В другой серии экспериментов измерялось влияние скорости насоса при фиксированном соотношении скоростей и различной вязкости масла [32]. Их результаты показали, что массовые потоки гидротрансформатора увеличивались примерно линейно с увеличением частоты вращения насоса при фиксированном соотношении скоростей. Кроме того, наблюдалось уменьшение массового расхода за счет снижения вязкости масла и, как следствие, увеличения числа Рейнольдса. Хампель и др. исследовали среднее распределение жидкости в поперечных плоскостях гидродинамической связи с помощью гамма-томографии при различных

соотношениях скоростей и фракций объема воды [33]. Они реконструировали распределение жидких фракций вместе со значительным количеством полезной информации, такой как локальный перенос массы и энергии между лопастными колесами. Да Сильва и коллеги измерили распределение потока и двухфазные структуры потока в гидромуфте при двух разных скоростях для 80% наполненной гидромуфты, чтобы проиллюстрировать реальное состояние внутри муфты [34]. Джейн и Тивари экспериментально сравнивали характеристики гидравлической муфты для различных рабочих жидкостей для исследования влияния вязкости на передаваемый момент при двух различных количествах заполнения жидкости [35].

В дополнение к экспериментальным измерениям, которые как правило, дорогостоящие, компьютерные симуляции широко используются. Швейцер и Гэндхэм успешно провели CFD-моделирование трехмерного гидротрансформатора с использованием модели турбулентности $k-\epsilon$ [36].

В $k-\epsilon$ модели турбулентности записываются два дополнительных уравнения для расчета кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации кинетической энергии ϵ . Буферный слой не моделируется, для расчета скорости у стенки используются пристеночные функции. Благодаря быстрой сходимости и относительно низким требованиям к объему памяти $k-\epsilon$ модель очень популярна при решении промышленных задач. Она не очень точна при моделировании течений с положительным градиентом давления, струйных течений и течений в области с сильно искривленной геометрией. Модель хорошо подходит для решения задач внешнего обтекания тел сложной геометрической формы. Например, $k-\epsilon$ модель можно использовать для моделирования потока вблизи плохо обтекаемого тела.

Модель $k-\omega$ похожа на $k-\epsilon$, только здесь решается уравнение для удельной скорости диссипации кинетической энергии ω . Эта модель относится к низкорейнольдсовым, но она также может быть использована совместно с пристеночными функциями. Она отличается более высокой степенью нелинейности, а потому хуже сходится, чем стандартная $k-\epsilon$

модель, а кроме того, достаточно чувствительна к начальному приближению. Использование k - ω модели дает хорошие результаты в тех задачах, где k - ϵ модель недостаточно точна, например, при моделировании внутренних течений, течений по сильно искривленным каналам, отрывных и струйных течений. Хорошим примером применения k - ω модели является задача о течении жидкости через колено трубопровода.

Фэн и др. провели численный анализ температурных и проточных полей внутри проточных каналов высокомошной гидродинамической связи с входом и выходом масла при различных частотах вращения с использованием стандартной турбулентной модели k - ϵ [37]. Луо и др. исследовали поле потока внутри частично заполненной (80 %) гидромукты с использованием модели турбулентности RNG k - ϵ и метода объема жидкости (VOF) [38]. Их вывод показал образование масляной оболочки вокруг тороидальной формы накопления воздуха в центре муфты.

RNG модель турбулентности (renormalization group based k - model) получила в последнее время широкое распространение благодаря хорошему совпадению получаемых численных результатов с имеющимися экспериментальными данными, а также высокой скорости сходимости базового алгоритма. В этой модели параметры турбулентности вычисляются из уравнений:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (k u_j - \nu_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) = H_k,$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\epsilon u_j - \nu_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) = H_\epsilon,$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon},$$

где ϵ - скорость диссипации турбулентности,

$$H_k = G - \epsilon,$$

$$H_{\varepsilon} = C_{\varepsilon 1}^* \frac{\varepsilon}{k} G - C_{\varepsilon 2}^* \frac{\varepsilon^2}{k},$$

$$G = \nu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j},$$

$$C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 1} - \frac{\eta(1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3},$$

$$\eta = \left(\frac{G}{C_{\mu} \varepsilon} \right)^{0,5},$$

$$\nu_k = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k},$$

$$\nu_{\varepsilon} = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{\varepsilon}}.$$

Эмпирические константы в приведенных уравнениях равны:

$$C_{\mu} = 0,0845, \quad C_{\varepsilon 1} = 1,42, \quad C_{\varepsilon 2} = 1,68, \quad \sigma_k = 0,72, \quad \sigma_{\varepsilon} = 0,72, \\ \eta_0 = 4,38, \quad \beta = 0,015.$$

Луо и др. изучали поток в устойчивом состоянии внутри полностью заполненного гидропривода при различных скоростных соотношениях с помощью турбулентной модели SST k- ω [39]. Их результаты показали схожее распределение поля потока, несмотря на различные скорости вращения. Они также пришли к выводу, что распределение давления на торовой части становится более радиально-распределенным при более высоких скоростях. SST-модель представляет собой комбинацию k- ε и k- ω моделей турбулентности: для расчета течения в свободном потоке используются уравнения k- ε модели, а в области вблизи стенок — уравнения k- ω модели. Это низкорейнольдсовая модель, которая стала своего рода стандартом для инженерных приложений. Требования к плотности сетки здесь те же, что и у k- ω модели и низкорейнольдсовой k- ε модели, однако эта модель лишена некоторых недостатков исходных k- ω и k- ε моделей.

Гур и др. провели численный анализ двухфазных течений вода-воздух внутри гидромуфты при различных скоростных соотношениях и условиях наполнения, используя стандартную модель турбулентности k-ε и метод VOF вместе с технологией скользящих сеток [40, 41].

Несмотря на большие значения различных экспериментальных методов, на практике они очень дороги и не дают полного набора данных, особенно для деталей проточного поля внутри гидромуфты. Кроме того, большинство предыдущих численных расчетов не были показаны как нечувствительные к численным данным и, следовательно, обоснованные. Кроме того, их моделирование обычно ограничивается случаями в конкретных условиях эксплуатации. Таким образом, существует реальная потребность во всестороннем исследовании гидродинамических муфт в широком диапазоне рабочих условий с использованием нечувствительного разрешения сетки.

С этой целью данное исследование направлено на трехмерный численный анализ рабочих характеристик и полей потока в гидродинамической муфте. Применяется реализуемая модель турбулентности k-ε вместе с моделью VOF. Анализ чувствительности сетки выполняется при использовании метода скользящей сетки.

Основные уравнения

Метод VOF используется для моделирования эффектов многофазного потока внутри гидродинамической муфты. Известно, что этот метод подходит для моделирования потоков нескольких несмешивающихся жидкостей на цифровых сетках (числовых решетках), способных разрешать границу раздела между фаз смеси. VOF отслеживает интерфейс(изменения) между различными фазами с использованием эквивалентных свойств жидкости, чьи физические свойства вычисляются как функции физического свойства его составных фаз и их объемных долей.

Поэтому уравнения плотности (ρ) и молекулярной вязкости (μ) могут быть показаны как:

$$\rho = \sum_i \alpha_i \rho_i, \quad (40)$$

$$\mu = \sum_i \alpha_i \mu_i, \quad (41)$$

где i представляет собой i -ое число фазы, а α - соответствующую объемную долю.

$$\alpha_i = \frac{V_i}{V}. \quad (42)$$

Уравнение сохранения для переноса объемных фракций:

$$\frac{d}{dt} \int_V \alpha_i dV + \int_S \alpha_i (v - v_g) \cdot da = \int_V \left(S_{\alpha_i} - \frac{\alpha_i}{\rho_i} \cdot \frac{D\rho_i}{Dt} \right) dV, \quad (43)$$

где v_g - скорость решетки, S_{α_i} - источник или поглотитель i -й фазы, а $\frac{D\rho_i}{Dt}$ - Лагранжевая производная плотности i -й фазы.

Тогда для несжимаемого потока уравнение сохранения массы можно записать как:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i) = 0, \quad (44)$$

где u_i - это скорость в i -м направлении.

Уравнение сохранения импульса:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i, \quad (45)$$

где p - давление, τ_{ij} - тензор напряжений, а S_i - источник импульса.

Кроме того, реализуемая модель турбулентности k - ε принята для имитации турбулентного поведения, поскольку эта модель является точной версией стандартной модели турбулентности k - ε для отдельных потоков, закрученных и вращающихся потоков и потоков с большой кривизной линии тока.

Реализуемые уравнения турбулентности k - ε :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\rho k u_j) - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k, \quad (46)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\rho\varepsilon u_j) - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] =$$

$$= \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon, \quad (47)$$

где G_k представляет собой генерацию кинетической энергии турбулентности за счет градиентов средней скорости; G_b - генерацию кинетической энергии турбулентности за счет плавучести; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ - безразмерные эмпирические константы, а S_k и S_ε - термины, определяемые пользователем для источников k и ε , соответственно.

Так как лопасти насосного и турбинного колес проходят друг через друга с разной скоростью вращения, численный анализ проводится в нестационарных ситуациях с шагом по времени 25 микросекунд. Кроме того, для моделирования вращения колес используется метод скользящей сетки, который точно моделирует относительное движение вращающихся деталей.

Численное моделирование переходных процессов основано на алгоритме SIMPLE с восходящей схемой второго порядка для обработки конвекционного элемента и полностью неявным методом первого порядка для дискретизации по времени.

Геометрия

Максимальный диаметр гидромурфты составляет 600 мм. Диаметр рабочих колес – 475 мм. Количество лопастей в насосном и в турбинном колесе - 12 и 12 соответственно. Предполагается, что лопасти будут радиально прямыми без сгибания, а их толщина составит 5 мм. Схематический вид трехмерной геометрии представлен на рисунке 37.

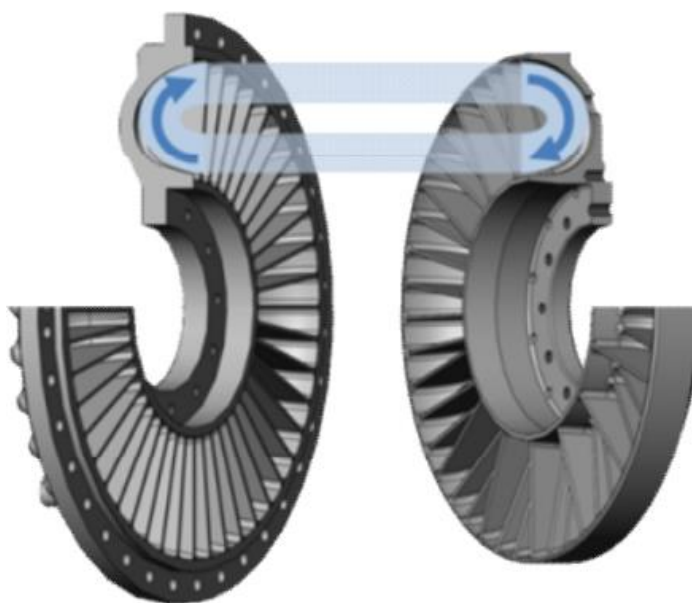


Рисунок 37 – Схематичный вид трехмерной геометрии гидромуфты

Построение CAD-модели

Данная 3D модель гидродинамической муфты (рис. 38) была построена в программном обеспечении Solidworks – программный комплекс САПР для автоматизации работ промышленного предприятия на этапах конструкторской и технологической подготовки производства.

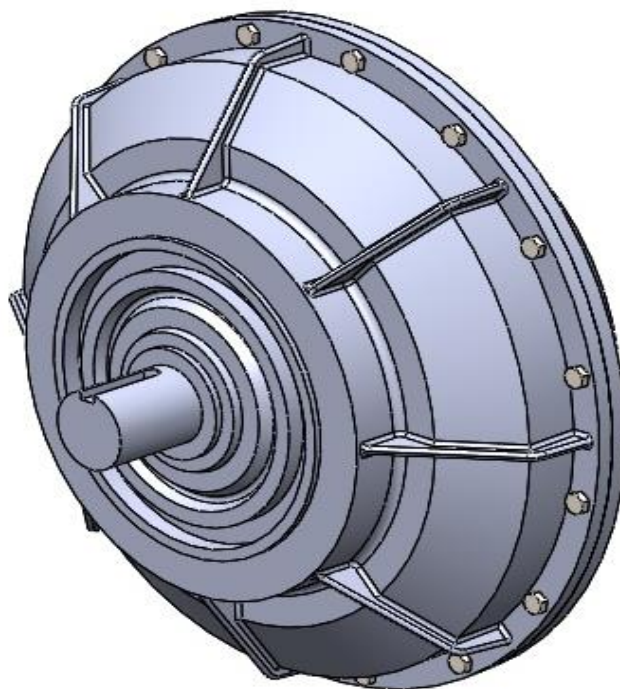


Рисунок 38 – Общий вид модели гидродинамической муфты



Рисунок 39 – Вид модели гидродинамической муфты сзади

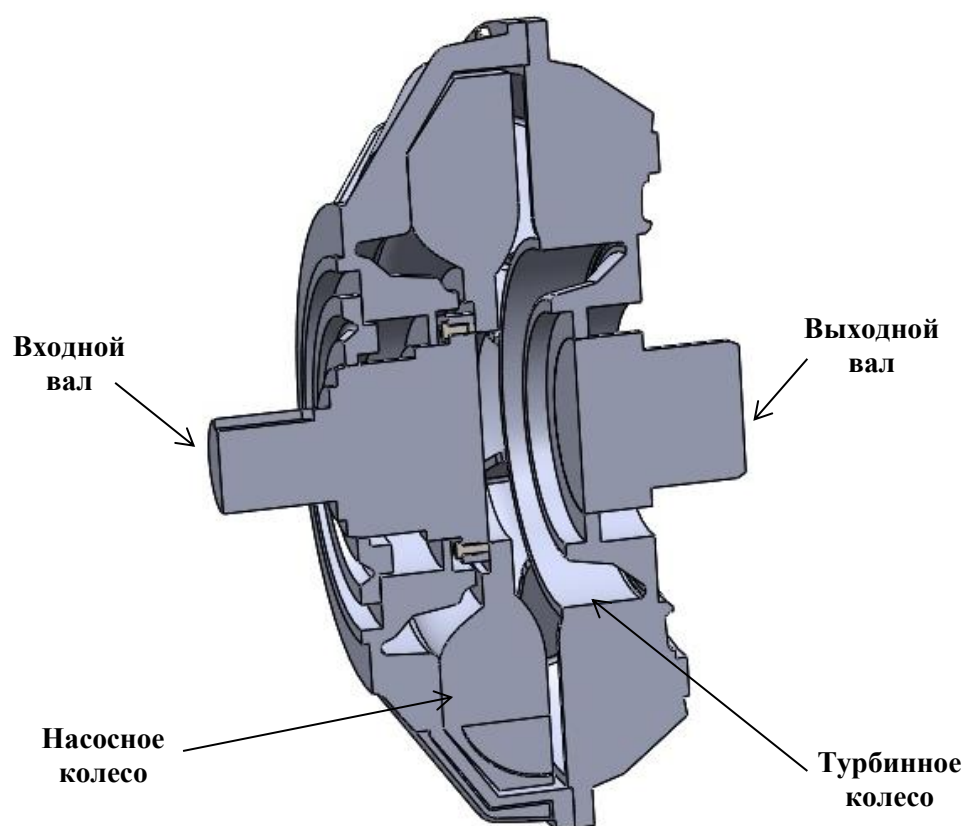


Рисунок 40 – Модель гидромукты в разрезе

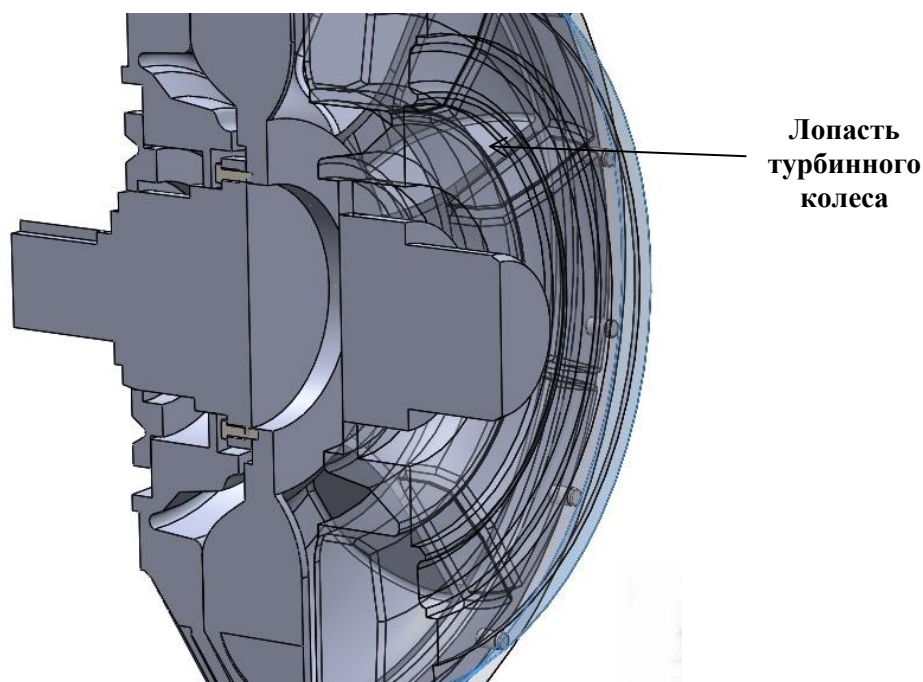


Рисунок 41 – Вид модели с прозрачным кожухом

Исходные данные

Скорость вращения ведущего вала – 1480 об/мин

Рабочие колеса гидромукты выполнены из силумина с плотностью 3000 кг/м³, температурой плавления 580 °С.

Валы выполнены из стали 40Х с плотностью 7820 кг/м³.

Корпус выполнен из стали 20 с плотностью 7850 кг/м³, температурой плавления 1280 °С.

Плотность воды при 10 °С равна 999,7 кг/м³

Плотность масла при 10 °С равна 861 кг/м³

Основные допущения

В построении 3D модели гидродинамической муфты имело место допущение: для оптимизации расчета были исключены компоненты гидромукты – выходные концы валом, кожух. Были оставлены только насосное и турбинное колеса, а так же пространство между ними. Так же в качестве допущения не были применены уравнения энергии, так как рассматривалась только гидродинамика в идеальных условиях.

Для упрощения расчетов модель гидромукты была разделена на 2 части. На стенках было задано условие симметричности.

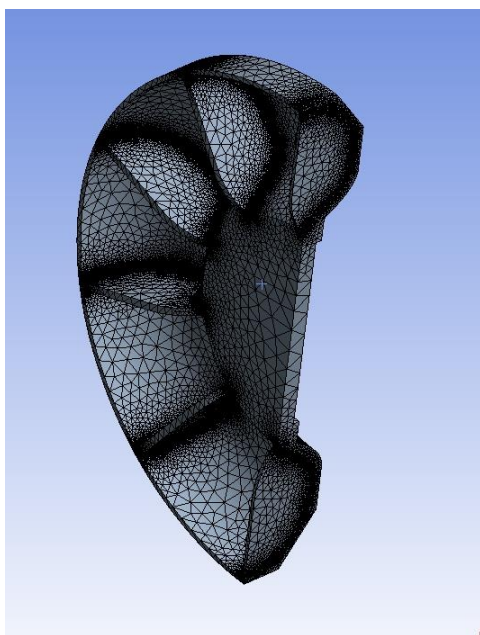


Рисунок 42 – Сетка
конечных элементов
насосного колеса

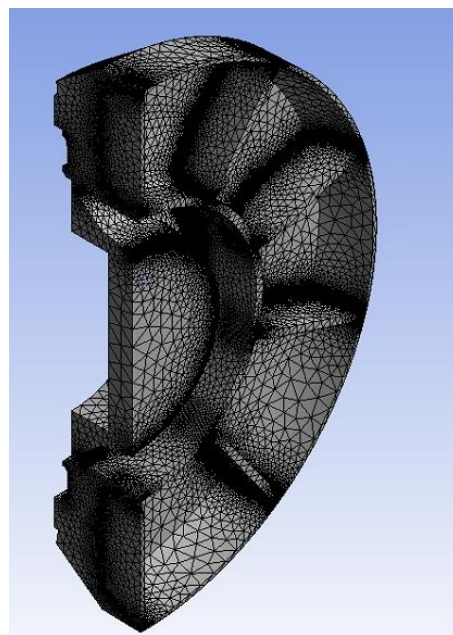


Рисунок 43 – Сетка
конечных элементов
турбинного колеса

Решение задачи

Расчет был проведен в программном обеспечении Ansys Workbench Academic 19.2 продуктом Ansys Fluent.

При решении был использован метод конечных (МКЭ), который прогнозирует поведение модели при помощи сопоставления информации, полученной от всех элементов, составляющих модель.

Граничные условия

Поверхности доменов и лопастей имеют граничное условие "условие не прилипания стенки (no-slip)" - равенства нулю всех компонентов вектора скорости.

Исследование гидромфты наполненной на 70%

На рисунке 44 изображена гидромфта, наполненная на 70%.

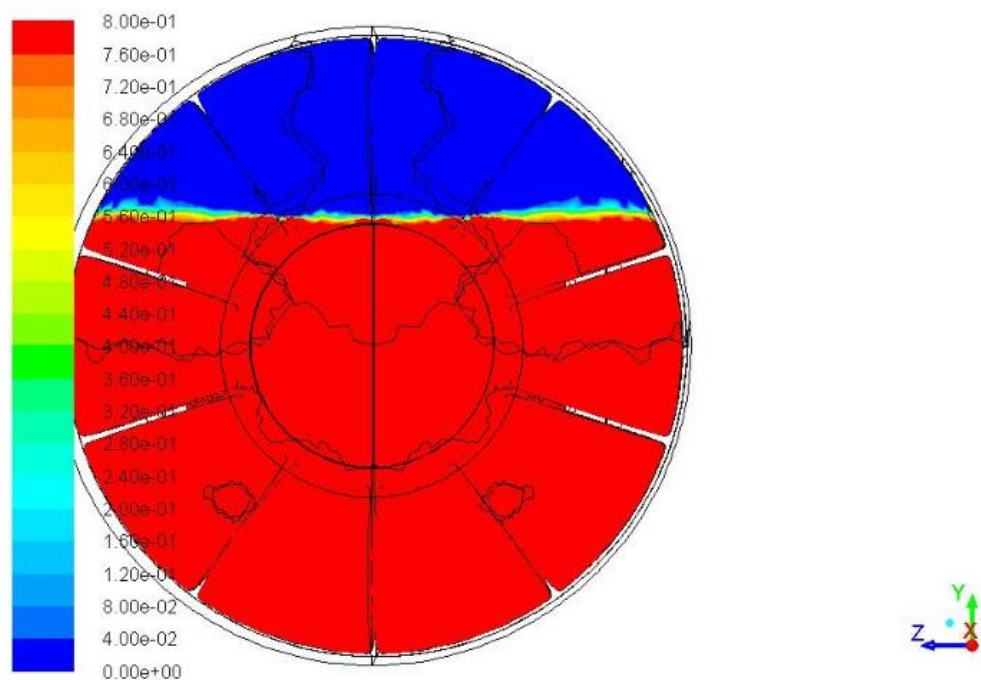


Рисунок 44 – Уровень жидкости в гидромуфте (70%)

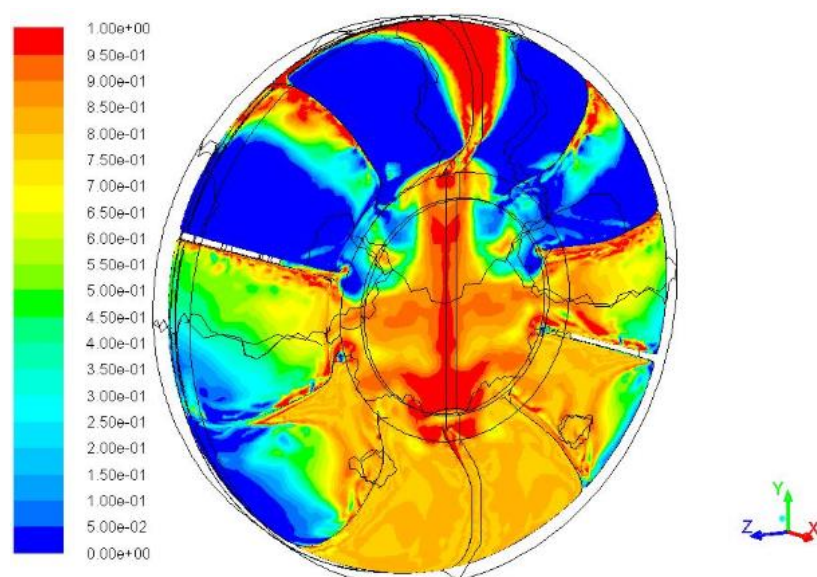


Рисунок 45 – Распределение воды в гидромуфте при вращении (общий вид)

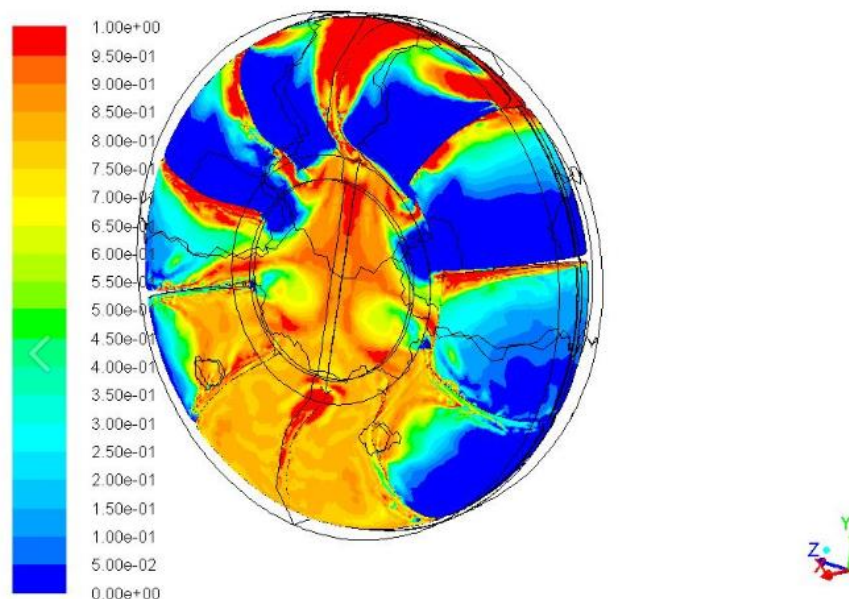


Рисунок 46 – Распределение масла в гидромуфте при вращении (общий вид)

Анализ результатов

На рисунке 47 изображен график распределения аксиальной скорости (м/с) при наполнении гидродинамической муфты водой. По графику наблюдаются флуктуации жидкости в положительном и отрицательном направлении. Синие зоны означают появление встречных потоков жидкости, в результате малого количества лопаток на лопастных колесах. Также имеются застойные зоны, где вода практически не участвует во вращении.

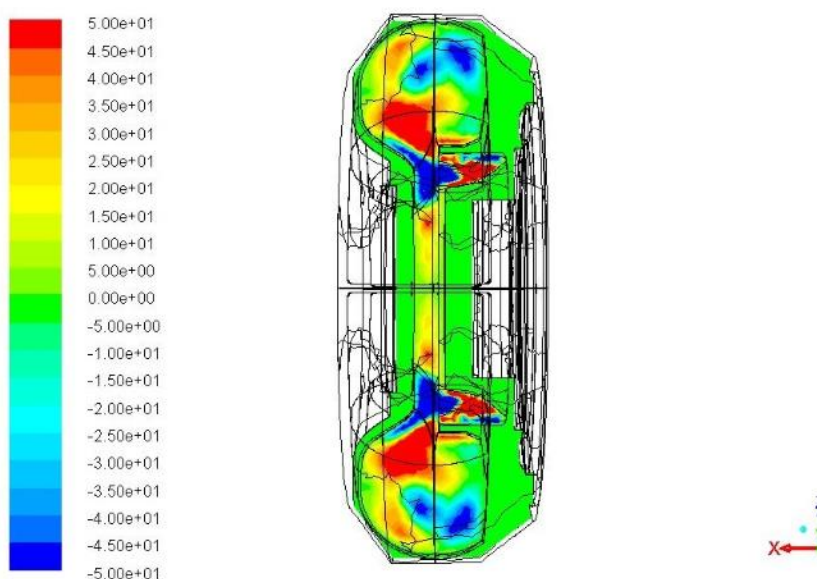


Рисунок 47 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с водой (12 лопастей)

На рисунке 48 изображен график распределения аксиальной скорости (м/с) при наполнении гидродинамической муфты маслом.

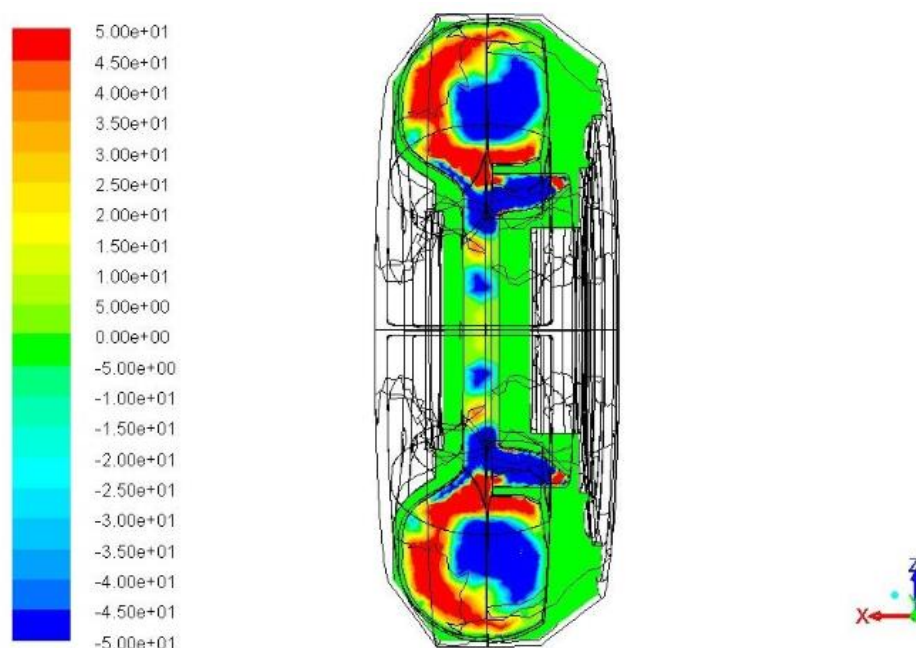


Рисунок 48 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с маслом (12 лопастей)

Сравнивая рисунки 47 и 48, можно сделать вывод, что при использовании масла будет больше зон с движением жидкости в отрицательном направлении, это означает, что при малом количестве лопастей и наполнении 70% наиболее разумно использовать воду в качестве жидкости для наполнения гидромуфты.

При увеличении количества лопастей в гидромуфте до 34 контурные графики распределения аксиальной скорости будут выглядеть следующим образом.

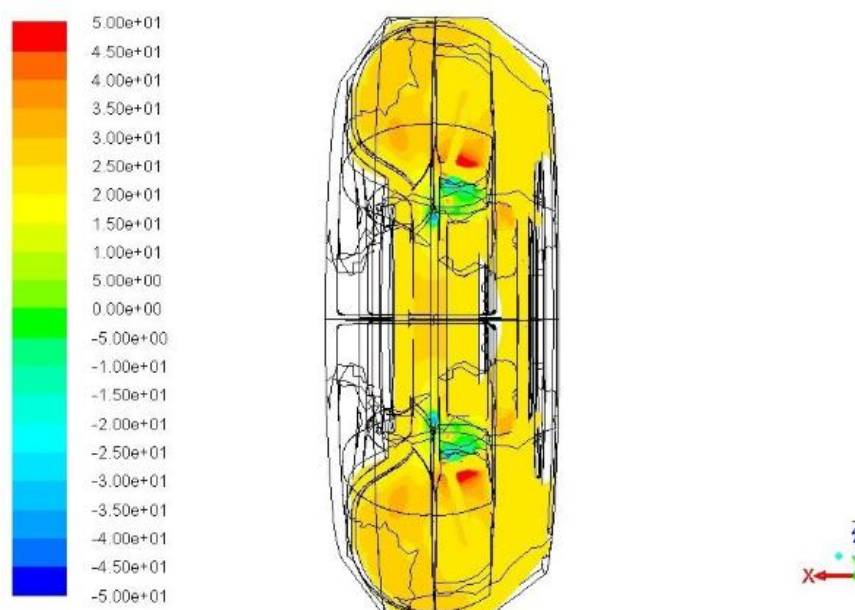


Рисунок 49 - Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с водой (34 лопасти)

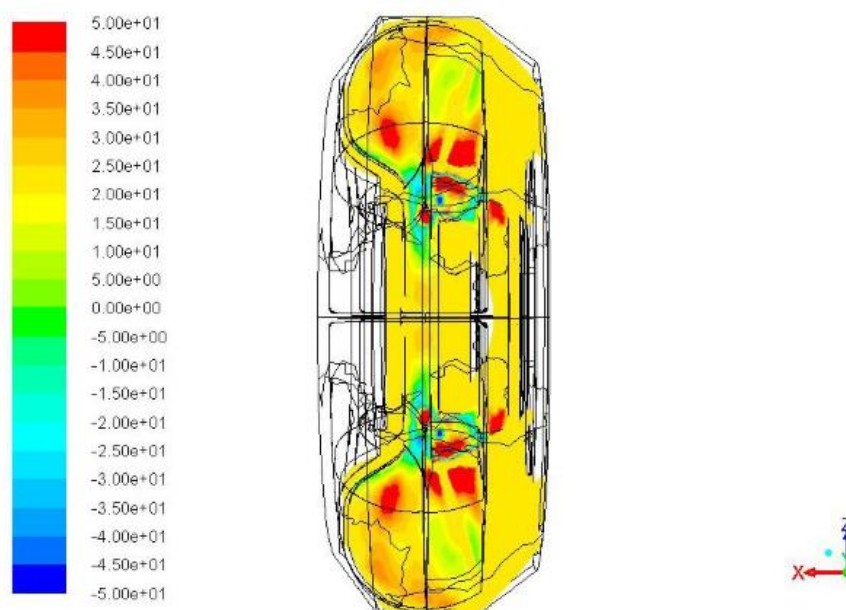


Рисунок 50 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с маслом (34 лопасти)

Анализируя рисунки 49 и 50, можно сделать вывод, что при увеличении числа лопастей, встречные потоки жидкости, а так же застойные зоны практически отсутствуют. Помимо этого при использовании масла скорости в околлопаточных зонах и в центре выше. Это связано в первую очередь с тем, что плотность масла меньше.

Исследуя рисунки 47,48,49,50 можно сделать заключение, что при заполнении гидродинамической муфты на 70% наиболее целесообразно использовать гидромуфту, наполненную маслом с большим количеством лопастей.

Исследование гидромуфты наполненной на 90%

На рисунке 51 показана гидромуфта, наполненная на 90%.

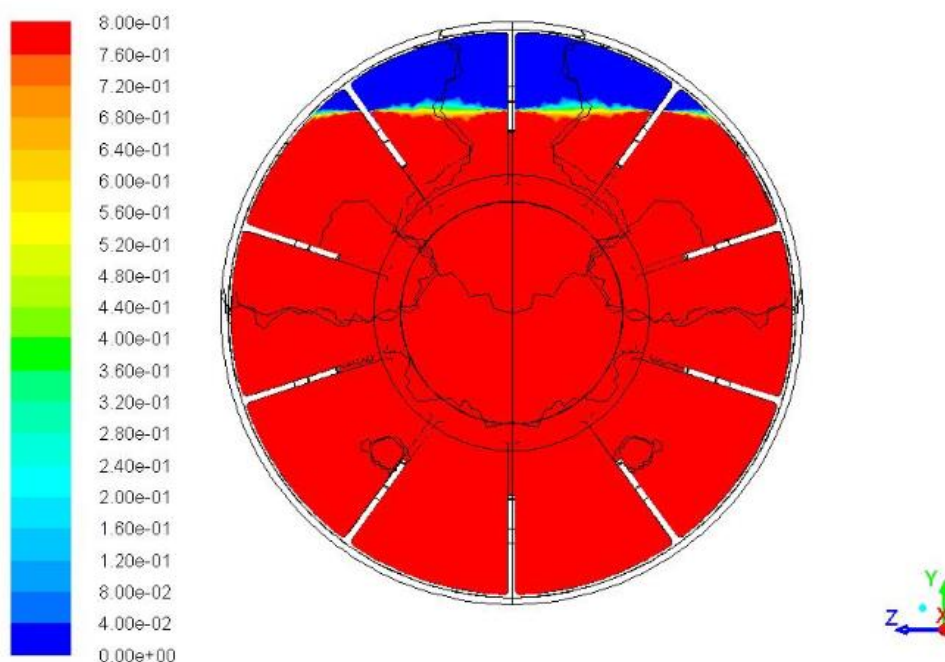


Рисунок 51 – Уровень жидкости в гидромуфте (90%)

На рисунке 52 изображен контурный график распределения аксиальной скорости в 12-ти лопастной гидромуфте наполненной водой на 90%. Сравнивая рисунки 47 и 52 можно сделать вывод, что 12-ти лопастная гидромуфта, наполненная водой на 90%, работает более стабильно, чем что 12-ти лопастная гидромуфта, наполненная водой на 70%.

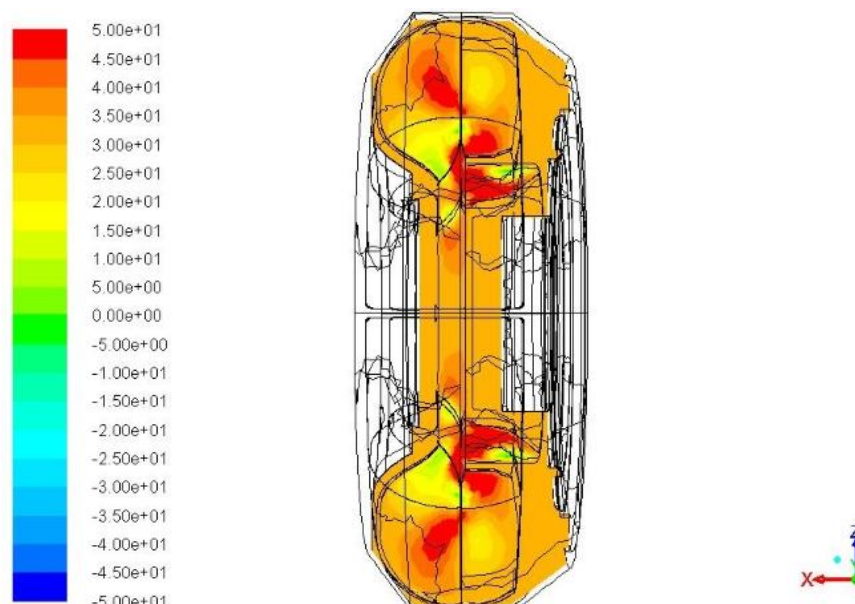


Рисунок 52 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с водой (12 лопастей)

На рисунке 53 изображен контурный график распределения аксиальной скорости в 12-ти лопастной гидромуфте, наполненной маслом на 90%. Сравнивая рисунки 48 и 53 можно сделать вывод, что в 12-ти лопастной гидромуфте, наполненная маслом на 90%, отсутствуют зоны встречных потоков жидкости, а также отсутствуют зоны, где масло не принимает участия во вращении. Средняя скорость потока жидкости составляет 1550 об/мин.

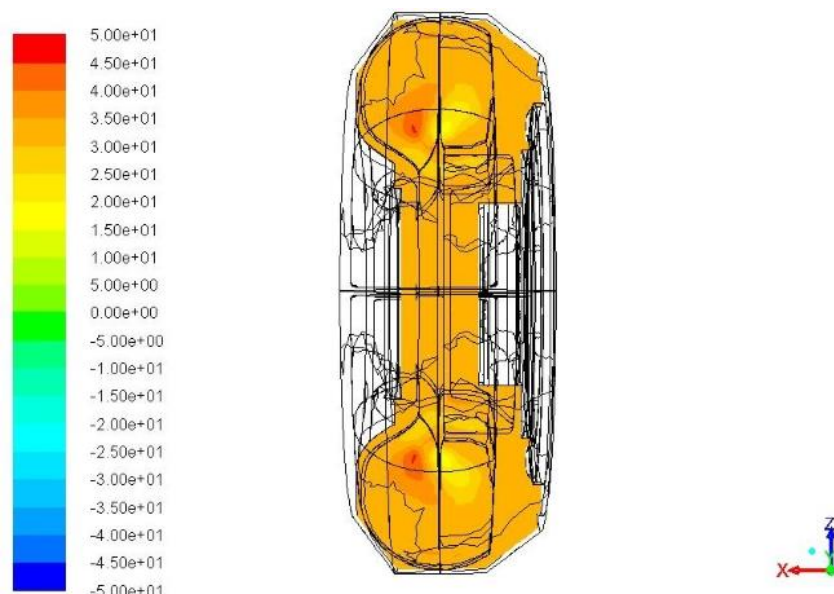


Рисунок 53 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с маслом (12 лопастей)

На рисунке 54 изображен контурный график распределения аксиальной скорости в 34-х лопастной гидромуфте наполненной водой на 90%. Сравнивая рисунки 49 и 54, можно сделать вывод, что в 34-х лопастной гидромуфте, наполненной водой на 90%, начинают образовываться потоки с высокой скоростью, которая не подходит для привода центробежного насоса. Гидромуфта с наполнением в 70% имеет среднюю скорость 800 об/мин, что также не соответствует рабочим параметрам исследуемого привода.

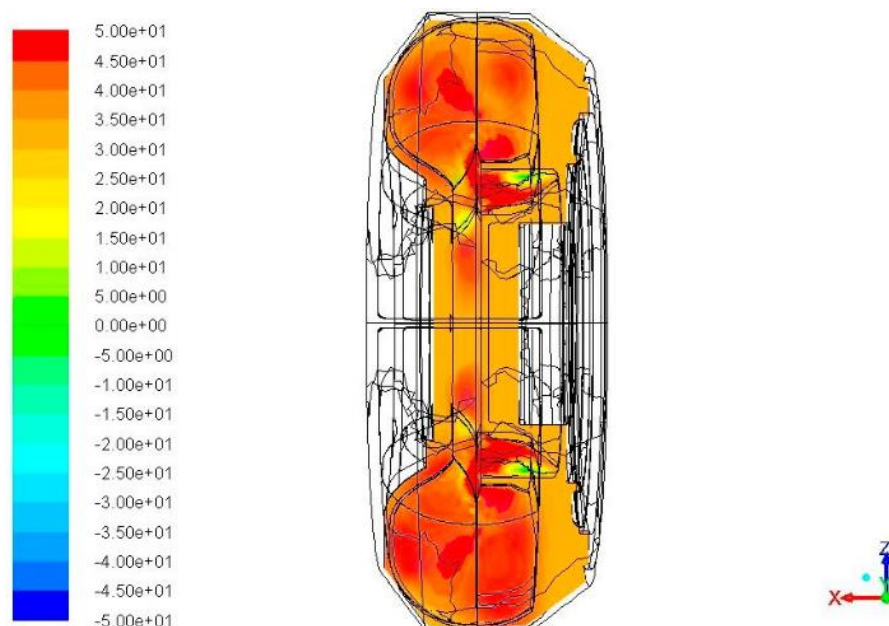


Рисунок 54 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с водой (34 лопасти)

На рисунке 55 изображен контурный график распределения аксиальной скорости в 34-х лопастной гидромуфте наполненной маслом на 90%. На нем видно, что в полости гидромуфты образуются области с повышенными скоростями жидкости в около лопаточных зонах.

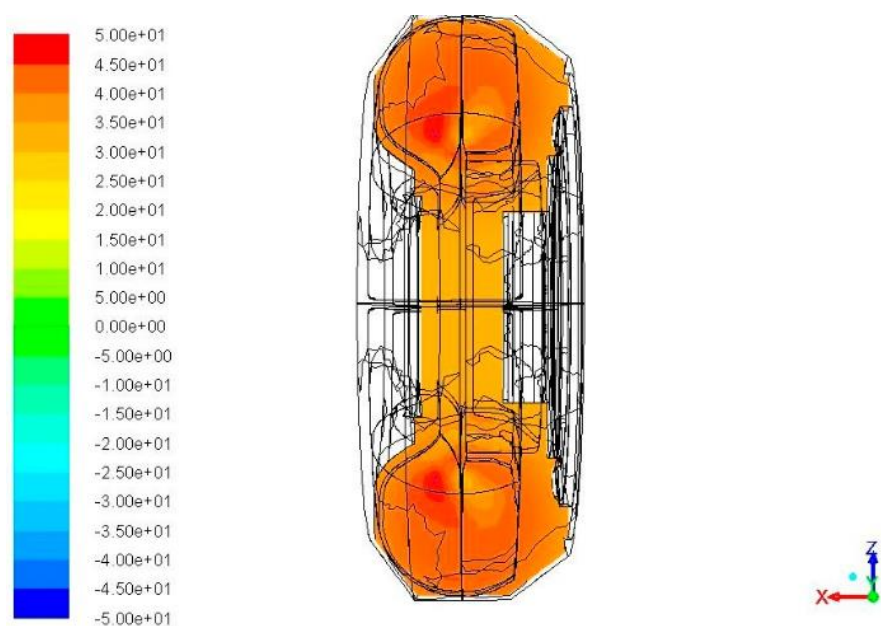


Рисунок 55 – Контурный график распределения аксиальной скорости (м/с) в гидромуфте с маслом (34 лопасти)

Вывод по данному разделу: В данном разделе проводились испытания гидромуфты в ПО Ansys Fluent. Было произведено сравнение исследуемой гидромуфты с разными типами жидкостей, разным наполнением и количеством лопастей. В ходе исследования было определено, что гидромуфта с 12-ю лопастями, наполненная маслом на 90%, удовлетворяет рабочим параметрам исследуемого привода.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ84	Крылов Дмитрий Евгеньевич

Школа	ИШПР	Отделение школы (НОЦ)	ОНД
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

<i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	В данном разделе ВКР необходимо представить: график выполнения работ, в соответствии с ВКР; трудоёмкость выполнения операций; нормативно-правовую базу, используемую для расчётов; результаты расчётов затрат на выполняемые работы; оценить эффективность нововведений и др. Раздел ВКР должен включать: методику расчёта показателей; исходные данные для расчёта и их источники; результаты расчётов и их анализ.
<i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно справочников Единых норм времени (ЕНВ) и др.
<i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Ставка налога на прибыль 20 %; Страховые взносы 30%; Налог на добавленную стоимость 20% Отчисления во внебюджетные фонды 30 %. (НК РФ)
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	Анализ конкурентных технических решений, SWOT-анализ
<i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	Определение трудоёмкости выполнения работ, разработка плана и графика выполнения проекта (графика Ганта).

Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Определение: интегрального финансового показателя; интегрального показателя ресурсоэффективности; интегрального показателя эффективности.
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):	
1. Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений 2. Матрица SWOT 3. Календарный план график 4. Сравнительная оценка характеристик разработки 5. Бюджет затрат НИИ	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б.	к.э.н, доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Крылов Дмитрий Евгеньевич		

7. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Цель финансового менеджмента заключается в экономическом планировании и оценке ресурсоэффективности научной исследовательской работы «Исследование и совершенствование привода с гидродинамической муфтой центробежного насоса». Разработка и создание конкурентных решений, технологий, должно отвечать требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Для достижения цели необходимо решить задачи такие как:

- анализ конкурентных технических решений;
- планирование научно-исследовательских работ;
- расчет бюджета затрат;
- определение ресурсной эффективности исследования.

Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

1.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Привод центробежного насоса с гидродинамической муфтой может использоваться в нефтяной промышленности, электроэнергетике, химической промышленности. ЦНСн – центробежный насос секционный нефтяной. В настоящее время нефтегазовая промышленность является одной из главенствующих отраслей, определяющих экономическое развитие нашей страны, поэтому совершенствование привода насоса с гидродинамической муфтой является перспективным в экономическом плане, так как:

- Щадящий режим работы для приводного двигателя и материала частей за счет плавного ускорения рабочей машины даже при очень большой маховой массе.
- Регулирование частоты вращения обеспечивает лучший КПД в режиме частичной нагрузки по сравнению с дроссельным регулированием.

- Пригодность к эксплуатации в различных окружающих условиях (в тропиках, в пустыне, при низких температурах и в взрывозащищенном исполнении во взрывоопасных зонах).

- Демпфирование крутильных колебаний и ударов.

- Небольшие инвестиционные затраты.

1.2 Оценка технических решений по технологии QuaD

Анализ конкурентных технических решений: Из-за постоянного развития рынка конкурирующие разработки совершенствуются. Для того, чтобы разработка могла противостоять конкурентам, нужно регулярно проводить их анализ, а также изучать сильные и слабые стороны.

Оценка инженерных решений проведена по технологии QuaD. В основе технологии QuaD (QualityAdvisor) лежит нахождение средневзвешенной величины следующих групп показателей, выбранных для проектирования привода с гидродинамической муфтой центробежного насоса.

1) Показатели оценки качества привода ЦНСн:

- Срок службы;
- Ремонтопригодность;
- Производительность;
- Надежность.

2) Показатели оценки коммерческого потенциала установки:

- Цена;
- Долговечность;
- Конкурентоспособность продукта;
- Обслуживание.

Таблица 6 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1.Срок службы	0,11	5	3	5	0,55	0,33	0,55
2.Ремонто- пригодность	0,05	4	2	4	0,20	0,10	0,20
3.Произво- дительность	0,16	4	4	4	0,64	0,64	0,64
4.Надеж- ность	0,23	5	2	4	1,15	0,46	0,92
Экономические критерии оценки эффективности							
1.Цена	0,14	3	5	2	0,42	0,70	0,28
2.Долго- вечность	0,19	4	2	5	0,76	0,38	0,95
3.Конкурентоспособ- ность продукта	0,04	3	2	5	0,12	0,08	0,20
4.Обслужи- вание	0,08	4	5	4	0,32	0,40	0,32
Итого	1	32	25	33	4,16	3,09	4,06

Б_ф- Привод ЦНСн с гидродинамической муфтой фирмы Rotofluid

Б_{к1}- Привод ЦНСн с гибкой муфтой

Б_{к2}- Привод ЦНСн с гидродинамической муфтой фирмы Voith

По таблице 7 видно, что наиболее конкурентоспособным решением является использование гидродинамической муфты фирмы Rotofluid, это

связано с тем, что гидромуфты этой фирмы являются более надежными и недорогими относительно гидромуфт фирмы Voith.

$$K_1 = \frac{B_{\phi}}{B_{\kappa 1}} = \frac{4,16}{3,09} = 1,346 \quad K_2 = \frac{B_{\kappa 2}}{B_{\kappa 1}} = \frac{4,16}{4,06} = 1,024$$

1.3. SWOT-анализ

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Для дальнейшего анализа необходимо определить следующие понятия:

Сильные стороны – факторы, которые характеризуют качества, повышающие конкурентоспособность проекта. Сильные стороны отражают преимущество, которым обладает руководство проекта, использование которого позволяет более эффективно достигать поставленных задач.

Слабые стороны – это недостатки, которые характеризуют наличие ограничений или упущений, присутствующих в проекте. Наличие таких недостатков препятствует достижению поставленных целей или приводит к увеличению количества ресурсов необходимых для получения запланированных результатов.

Возможности – это влияние внешних факторов на рыночную среду, которые приводят к улучшению позиций проекта среди конкурентов. Возможности являются благоприятным событием для проекта.

Угрозы – это влияние внешних факторов на рыночную среду, которые приводят к ухудшению позиций проекта среди конкурентов. Возможности являются неблагоприятным событием для проекта несущим разрушительный или ограничивающий характер.

SWOT анализ проводится в несколько этапов.

Первый этап – необходимо описать сильные и слабые стороны проекта, выявить возможности и угрозы для реализации проекта, которые существуют или способны появиться в его внешней среде. Результаты представлены в таблице 8.

Второй этап – определение соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды.

Требуется построить интерактивную матрицу проекта, в которой «+» – сильное соответствие сильных сторон возможностям, «-» – слабое соответствие, «0» – соответствие лежит между «+» и «-». Получившаяся интерактивная таблица приведена в таблице 7.

Третий этап – составить итоговую матрицу SWOT анализа. Результаты представлены в таблице 9.

Таблица 7 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4
	B1	-	0	+	+
	B2	0	-	0	-
	B3	+	+	0	+
	B4	+	+	0	-
	B5	0	+	+	0

Таблица 8 – Матрица SWOT

	<p>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>C1. Применение для многих типов центробежных насосов;</p> <p>C2. Низкая стоимость исследования;</p> <p>C3. Квалифицированный персонал ТПУ.</p>	<p>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>Сл1. Допущения, производимые при расчетах гидродинамической муфты;</p> <p>Сл2. Остановка насоса в процессе монтажа;</p> <p>Сл3. Привод не испытан в</p>
--	---	---

	С4. Высокий срок эксплуатации привода ЦНСн;	работе; Сл4. Сложность сборки оборудования.
Возможности: В1. Усовершенствование конструкции гидромуфты; В2. Увеличение КПД привода ЦНСн; В3. Существование потенциального спроса на данную разработку со стороны нефтяных компаний; В4. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ; В5. Развитие технологий в данной отрасли;	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»: В3С1 - то, что данную разработку можно применять для различных типов центробежных насосов увеличит спрос на данную разработку; В4С2 - использование инновационной инфраструктуры ТПУ позволит уменьшить себестоимость исследования; В1С4 - Усовершенствование конструкции гидромуфты увеличит срок эксплуатации центробежных насосов.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»: В1Сл4 - с усовершенствованием конструкции гидромуфты появится возможность усовершенствования в сборке оборудования; В4Сл1 - использование инновационной инфраструктуры ТПУ позволит минимизировать допущения, производимые при расчетах и проектировании привода ЦНСн с гидродинамической муфтой.
Угрозы: У1. Отсутствие спроса на результаты исследования; У2. Появление новых конкурентных разработок.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»: У2С1 - в связи с тем, что данная разработка может использоваться для разных типов центробежных насосов, возможно появление различных новых конкурентных решений.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»: У1Сл1 - Отсутствие спроса на результаты исследования может быть обусловлено влиянием на точность расчетов упрощений и допущений.

В результате исследования представляется возможным выявить проблемы, стоящие перед разработкой проекта, а также определить

направление использования существующего потенциала для их разрешения. С учетом слабых и сильных сторон проекта, можно сказать, что благодаря квалифицированному персоналу ТПУ и связями с предприятиями, эксплуатирующими центробежные насосы с гидромуфтами, реализация проекта существенно упрощается, с учетом всех нюансов, однако для этого нужно практическое применение полученных результатов на реальных агрегатах.

2. Планирование научно-исследовательских работ

2.1 Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

Данное исследование было проведено рабочей группой из двух человек: научный сотрудник(научный руководитель) и инженер.

Порядок этапов и работ, распределение исполнителей по видам работ, приведен в таблице 9.

Таблица 9 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ работ	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель
Разработка концепции проекта	2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер
	3	Разработка концепции проекта	Научный руководитель,

			инженер
	4	Определение возможностей и оценка имеющихся ресурсов	Инженер
	5	Календарное планирование работ	Научный руководитель, инженер
Теоретические и экспериментальные исследования	6	Проведение теоретической оценки и предварительных расчетов	Инженер
	7	Компьютерное моделирование	Инженер
	8	Сравнение теоретических данных с результатами моделирования	Инженер
Анализ результатов	9	Оценка эффективности проделанных работ	Инженер
	10	Определение объема и частей ОКР	Научный руководитель, инженер
Проведение ОКР			
Разработка и проектирование	11	Разработка принципиальной схемы привода центробежного насоса с гидродинамической муфтой	Инженер

	12	Подбор составляющих привода ЦНСн с последующим расчетом	Инженер
Оформление отчета по ВКР	13	Подготовка ВКР	Инженер

2.2 Определение трудоемкости выполненной работы

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается в человеко-днях и определяется по формуле:

$$t_{\text{ож}i} = \frac{3 \cdot t_{\text{мин}i} + 2 \cdot t_{\text{макс}i}}{5}, \quad (48)$$

где $t_{\text{ож}i}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы, чел.- дн.;

$t_{\text{мин}i}$ – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.- дн.;

$t_{\text{макс}i}$ – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.- дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Продолжительность выполняемых работ рассчитывается по формуле:

$$T_{pi} = \frac{t_{\text{ож}i}}{Ч_i} \quad (49)$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.;

Ч_i – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Рассчитана трудоемкость и продолжительность для каждого этапа выполненных работ, таблица 10.

Таблица 10 – Трудоемкость и продолжительность для каждого этапа выполненных работ

№ раб.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Переменные													
$t_{\min i}$, чел.- дн.	1	10	2	1	1	5	15	5	1	2	5	7	30
$t_{\max i}$, чел.- дн.	1	15	3	1	1	10	20	8	2	4	8	14	40
Ч_i , чел.	1	1	2	1	2	1	1	1	1	2	1	1	1
$t_{\text{ож}i}$, чел.- дн.	1	12	2,4	1	1	7	17	6,2	1,4	2,8	6,2	9,8	34
T_{pi} , раб. дн.	1	12	1,2	1	0,5	9	17	6,2	1,4	1,4	6,2	9,8	34

2.3 Разработка графика проведения научного исследования

Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{\text{pi}} \cdot k_{\text{кал}} \quad (50)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{раб}}} = \frac{366}{247} = 1,482 \quad (51)$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{раб}}$ – количество рабочих дней в году.

Длительность каждого этапа выполнения работ в календарных днях представлена в таблице 11, длительность округлена до целого в большую сторону.

Таблица 11 – Длительность каждого этапа выполнения работ
в календарных днях

№ раб. / Переменные	T_{pi} , раб. дн.	T_{ki} , кал. дн.
1	1	2
2	12	18
3	1,2	2
4	1	2
5	0,5	1
6	9	14
7	17	26
8	6,2	10
9	1,4	3
10	1,4	3
11	6,2	10
12	9,8	15
13	34	51

Все временные показатели проведения научного исследования представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Временные показатели проведения научного исследования



№ раб.	Трудоемкость работ			Исполнители	T_{pi} , раб. дн.	T_{ki} , кал. дн.
	t_{mini} , чел.- дн.	t_{maxi} , чел.- дн.	$t_{ожи}$, чел.- дн.			
1	1	1	1	Научный руководитель	1	2
2	10	15	12	Инженер	12	18
3	2	3	2	Научный руководитель, инженер	1,2	2
4	1	1	1	Инженер	1	2
5	1	1	1	Научный руководитель, инженер	0,5	1
6	5	10	7	Инженер	9	14
7	15	20	17	Инженер	17	26
8	5	8	6,2	Инженер	6,2	10
9	1	2	1,4	Инженер	1,4	3

10	2	4	2,8	Научный руководитель, инженер	1,4	3
11	5	8	6,2	Инженер	6,2	10
12	7	14	9,8	Инженер	9,8	15
13	30	40	34	Инженер	34	51

Научный руководитель был занят в течение 8 календарных дней, из них 4,1 рабочих дня. Инженер был занят в течение 155 календарных дней, из них 99,7 рабочих дня. Работа над дипломом началась 23 декабря. По расчетам, работа над дипломом закончится 25 мая. Календарный план-график представлен в таблице 13.

Таблица 13 - Календарный план-график

№	Вид работы	Исполнители	Т _{кi} (кал. дн.)	Продолжительность выполнения работ					
				Де-кабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	2	■					
2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер	18	■					
3	Разработка концепции проекта	Руководитель, инженер	2		■				
4	Определение возможностей и оценка имеющихся ресурсов	Инженер	2		■				
5	Календарное планирование работ	Руководитель, инженер	1		■				
6	Проведение теоретической оценки и предварительных расчетов	Инженер	14		■				
7	Компьютерное моделирование	Инженер	26			■			
8	Сравнение теоретических данных с результатами моделирования	Инженер	10			■			
9	Оценка эффективности проделанных работ	Инженер	3				■		
10	Определение объема и частей ОКР	Руководитель, инженер	3				■		
11	Разработка принципиальной схемы привода центробежного насоса с гидродинамической муфтой	Инженер	10				■		
12	Подбор составляющих привода ЦНСн с последующим расчетом	Инженер	15				■		

13	Подготовка ВКР	Инженер	51						
----	----------------	---------	----	--	--	--	--	---	---

 - Руководитель

 - Инженер

3 Бюджет научно-технического исследования (НТИ)

При планировании бюджета НТИ должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты НТИ;
- затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

3.1 Затраты на расходные материалы

Затраты на специальное оборудование и материальные затраты отсутствуют, поскольку настоящее исследование не требует закупки оборудования, сырья, материалов, запасных частей. В моем научно-техническом исследовании изготовление опытного образца не производится, поэтому затраты на его производство отсутствуют.

Для проведения научного исследования нам необходим компьютер, с установленным на него специальных программ и с нужным нам программным обеспечением.

Стоимость всего перечня оборудования, которое является необходимым составляющим для исследования, представлена в таблице 14.

Таблица 14 – Стоимость перечня необходимого для исследования оборудования.

Наименование	Кол-во	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования ($Z_{дi}$), тыс. руб.
1)Персональный компьютер	1	35	35
2)Программное обеспечение Microsoft office	1	4,1	4,1

Общие единоразовые вложения на приобретение различного рода дополнительного оборудования и рабочих компонентов составили:

$$Z_{д} = Z_{д1} + Z_{д2} = 35 + 4,1 = 39,1 \text{ тыс.руб.}$$

3.2 Заработная плата исполнителей

Научный руководитель находится в должности профессора, месячный оклад которого 38050 рублей. Оклад инженера, в должности инженера, составляет 15769 рублей.

Величина расходов по заработной плате определяется исходя из трудоемкости выполняемых работ и действующей системы окладов и тарифных ставок. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада.

Всего заработная плата по тарифу включает основную заработную плату, непосредственно занятым выполнением НТИ, и дополнительную заработную плату:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} \quad (52)$$

Где: $Z_{осн}$ – основная заработная плата, руб;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата (20 % от $Z_{осн}$), руб.

Дополнительная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{доп}} = 0,2 \cdot З_{\text{осн}} \quad (53)$$

Основная заработная плата рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{дн}} \cdot Т_{\text{р}}, \quad (54)$$

Где: $З_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата, руб.;

$Т_{\text{р}}$ – продолжительность работ, кал. дн.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{дн}} = \frac{З_{\text{м}} \cdot М}{F_{\text{д}}}, \quad (55)$$

Где: $З_{\text{м}}$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

$М$ – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб.дня $М = 11,2$ мес, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб.дней $М = 10,4$ мес, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени, раб. дн.

Инженер и научный руководитель – 5-дневная неделя. Баланс рабочего времени приведен в таблице 15.

Таблица 15 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Научный руководитель	Инженер
Календарное число дней	366	366
Количество нерабочих дней: - выходные дни; - праздничные дни.	118	118
Потери рабочего времени: - отпуск; - невыходы по болезни.	24	24
Действительный годовой фонд рабочего времени	224	224

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{ок}} \cdot k_{\text{р}}, \quad (56)$$

Где: $З_{\text{ок}}$ – заработная плата по окладу, руб.;

$k_{\text{р}} = 1,3$ – районный коэффициент, для Томска 1,3

Таблица 16 –Расчет заработной платы

Исполнители	З _{ок} , руб	З _м , руб	Ф _д , дней	З _{дн} , руб	Т _р , дней	З _{осн} , руб	З _{доп} , руб	З _{зп} , руб
Научный руководитель	38050	49465	224	2473,2	4	9892,8	1978,6	11871,4
Инженер	15769	20499,7	224	1025	100	102500	20500	123000
Итого, руб:								134871,4

Отчисления во внебюджетные фонды определяется по следующей формуле:

$$З_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}) \quad (57)$$

Где: $k_{\text{внеб}} = 0,3$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды, для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность – 30%.

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнители	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.	Отчисления во внебюджетные фонды, руб.
Научный руководитель	9892,8	1978,6	3561,4
Инженер	102500	20500	36900
Коэффициент отчисления во внебюджетные фонды	0,3		
Итого, руб:			40461,4

Накладные расходы учитывают прочие затраты, принимается 16% от суммы всех затрат (сумма п.п.1–3, таблица 18):

$$P_{\text{н}} = 0,16 \cdot (З_{\text{д}} + З_{\text{зп}} + З_{\text{внеб}}) \quad (58)$$

$$P_{\text{н}} = 0,16 \cdot (39100 + 134871,4 + 40461,4) = 34309,25 \text{ руб}$$

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией

в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект по каждому варианту исполнения приведен в таблице 18.

Таблица 18 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб
1 Затраты на оборудование	39100
2 Затраты по заработной плате	134871,4
3 Отчисления во внебюджетные фонды	40461,4
4 Накладные расходы	34309,25
5 Бюджет затрат НТИ	248742,05

4. Расчет научно-технического эффекта

Для оценки научной ценности, технической значимости и эффективности, планируемых и выполняемых госбюджетных и хоздоговорных работ, использовал метод балльных оценок. Сущность этой методики состоит в том, что на основе оценок признаков работы определяется коэффициент научно-технического эффекта по формуле:

$$H = \sum_{i=1}^n (k_i \cdot n_i) \quad (59)$$

Где: H – показатель НТУ;

k_i – весовой коэффициент i -го признака;

n_i – оценка i -го признака.

Оценки и весовые коэффициенты по каждому из признаков НТУ сведены в таблицу 19.

Согласно таблице 20, показатель НТУ равен:

$$H = 0,3 \cdot 7 + 0,2 \cdot 6 + 0,5 \cdot 4 + 0,5 \cdot 4 = 7,3$$

Оценка уровня проводится по следующей шкале:

- от 1 до 4 балла – низкий уровень НТУ;
- от 4 до 7 баллов – средний уровень НТУ;
- от 7 до 10 баллов – сравнительно высокий уровень НТУ;
- от 11 до 14 баллов – высокий уровень НТУ.

Исходя из шкалы, можно сказать, что уровень НТУ соответствует сравнительно высокому уровню.

Таблица 19 – Научно-технический эффект

Признак НТУ	Весовой коэффициент	Максимальный балл	Характеристика разработки	Выбранный балл
1 Уровень новизны	0,3	8–10	Принципиально новая	7
		5–7	Новая	
		2–4	Относительно новая	
		0	Не обладает новизной	
2 Уровень результатов	0,2	9–10	Установление закона	6
		7–8	Глубокая разработка проблемы	
		5–6	Разработка способа	
		1–4	Элементарный анализ	
		0	Изложение опыта	
3 Возможность реализации	0,5	Время реализации		4
		5–10	В течение первых лет	
		3–4	От 5 до 10 лет	
		0–2	Свыше 10 лет	
		Масштаб реализации		4
		5–10	Народное хозяйство	
		3–4	Отрасль	
		0–2	Одно или несколько предприятий	

Заключение

В данной главе была доказана конкурентоспособность модернизации привода центробежного насоса с гидродинамической муфтой по сравнению с другими аналогичными разработками, был разработан график занятости, который ограничил выполнение работы в 74 дня. Также был посчитан бюджет НТИ равный 248742,05 руб, большая часть которого тратится на зарплаты исполнителей проекта. Выполнение и реализация этого проекта являются значимыми. Благодаря этой разработке производство станет менее затратным и более надежным.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ84	Крылов Дмитрий Евгеньевич

Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Тема ВКР:

Исследование и совершенствование привода с гидродинамической муфтой центробежного насоса

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования: Привод центробежного насоса с гидродинамической муфтой. Область применения: Насосный цех нефтеперекачивающей станции.
--	---

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<p style="text-align: center;">Законодательные и нормативные документы по теме:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. ПБ 08-624-03. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности; 2. ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования; 3. Конституция РФ.
2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	<p>Вредные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> – повышенный уровень шума в рабочем помещении; – повышенный уровень локальной вибрации; – недостаток освещенности; – повышенное содержание вредных веществ в воздухе. <p>Опасные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> – поражение электрическим током; – опасность механических повреждений. – пожароопасность.
3. Экологическая безопасность:	<p>Атмосфера: выброс вредных и токсичных веществ</p> <p>Гидросфера: загрязнение поверхностных и подземных вод</p> <p>Литосфера: утечка или разлив вредных и токсичных веществ</p>

4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	Возможные ЧС: лесные пожары, возгорание насосного цеха нефтеперекачивающей станции. Наиболее вероятные ЧС: возникновение пожара.
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Крылов Дмитрий Евгеньевич		

8. Социальная ответственность

Социальная ответственность – это сознательное отношение субъекта социальной деятельности к требованиям социальной необходимости. При разработке новых решений должно обеспечиваться: исключение несчастных случаев; защиту здоровья работников; снижение вредных воздействий на окружающую среду; экономное расходование невозобновляемых природных ресурсов.

Целью данного раздела является оценка условий труда, анализ вредных и опасных факторов, разработка мер защиты от них, также рассмотрение вопросов техники производственной, экологической безопасности, безопасности в чрезвычайных ситуациях, пожарной профилактики и охраны окружающей среды.

В рамках магистерской диссертации поставлена задача проанализировать особенности привода с гидромуфтой центробежного насоса. В связи с этим, данная глава посвящена обеспечению безопасных условий труда при работе с приводом центробежного насоса с гидродинамической муфтой на производстве нефтегазовой отрасли.

В качестве персонала в данном разделе рассматривается оператор технологических установок.

8.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Привод центробежного насоса эксплуатируется в насосном цехе нефтеперекачивающей станции. Основным оборудованием насосного цеха являются электродвигатели и центробежные насосы.

Первостепенное значение при охране труда и техники безопасности при эксплуатации привода центробежного насоса уделяется соблюдению «Правил безопасности при эксплуатации электроустановок».

Время отдыха и рабочее время регламентируются графиком работы на вахте, который утверждается работодателем с учетом мнения выборного

органа первичной профсоюзной организации в порядке, установленном статьей 372 ТК РФ для принятия локальных нормативных актов, и доводится до сведения работников не позднее, чем за два месяца до введения его в действие.

Согласно Постановлению Минтруда РФ и Минобразования РФ от 13 января 2003 года №1/29 все сотрудники и руководитель обязаны проходить обучение по охране труда и проверку знания требований охраны труда для обеспечения профилактических мер по сокращению производственного травматизма. Особенно это важно для данного производства.

Для работников, выезжающих в районы крайнего Севера и приравненные к ним местности:

- устанавливается районный коэффициент и выплачиваются процентные надбавки к заработной плате в порядке и размерах, которые предусмотрены для лиц, постоянно работающих в районах Крайнего Севера и приравненных к ним местностях;

- предоставляется ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск в порядке и на условиях, которые предусмотрены для лиц, постоянно работающих:

- в районах крайнего Севера – 24 календарных дня, в местностях, приравненных к районам крайнего севера, - 16 календарных дней.

Требования промышленной безопасности должны соблюдаться согласно Федеральному закону от 21.07.1997 №116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» и Постановлению Правительства РФ «Об организации и осуществлении производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасных производственных объектах» с использованием «Методических рекомендаций по организации производственного контроля за соблюдением

требований промышленной безопасности на опасных производственных объектах» РД 04-355-00.

Правилами безопасности в нефтяной и газовой промышленности ПБ 08-624-03 установлены требования, процедуры и условия ведения работ при проектировании, строительстве, реконструкции, эксплуатации, консервации и ликвидации производственных объектов; конструировании, изготовлении, ремонте машин, механизмов, других технических устройств; разработке технологических процессов; подготовке и аттестации работников; организации производства и труда; взаимодействии Госгортехнадзора России с организациями по обеспечению безопасных условий производства и рационального использования природных ресурсов.

8.2 Производственная безопасность. Анализ опасных и вредных производственных факторов

Выполнение работ в насосном цехе нефтеперекачивающей станции сопровождается вредными и опасными факторами согласно, приведенными в таблице 20.

Таблица 20 – Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы

Факторы (Гост 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
Повышенный уровень шума в рабочем помещении	-	+	+	Требования к уровню шума устанавливаются: ГОСТ 12.1.00383 [42]; Требования к уровню вибрации устанавливаются: ГОСТ 12.1.012-2004 [43]; Требования к уровню освещения
Повышенный уровень локальной вибрации	-	+	+	
Недостаток освещенности	+	+	+	
Повышенное содержание вредных	+	+	+	

веществ в воздухе				устанавливаются: СНиП 4156 – 86 [44], СНиП 23-05-95 [45]; Требования к воздуху рабочей среды устанавливаются:
Опасность поражения электрическим током	-	+	+	ГОСТ 12.1.00588 [46]; Требования для обеспечения безопасности от поражения электрическим током устанавливаются:
Пожароопасность	-	+	+	ГОСТ Р 50571.3-94 [47]; Требования пожарной безопасности устанавливаются:
Опасность механических повреждений	-	+	+	ГОСТ 12.1.004-91 [48]; Требования безопасности для предотвращения механических повреждений устанавливаются: ГОСТ 12.2.003-74 [49].

Рассмотрим по отдельности каждый фактор, его источник возникновения, воздействие на организм человека, средства защиты и мероприятия по снижению уровня воздействия его на человека.

8.2.1 Анализ вредных производственных факторов и мероприятия по их устранению

Вредными производственными факторами называются факторы, отрицательно влияющие на работоспособность или вызывающие профессиональные заболевания и другие неблагоприятные последствия.

Повышенный уровень шума в рабочем помещении

Появление шума связано с работой эксплуатируемых агрегатов по перекачке нефти, а также их электродвигателей. Воздействие шума может привести к сочетанию профессиональной тугоухости (неврит слухового нерва) с функциональными расстройствами центральной нервной, вегетативной, сердечно-сосудистой и других систем, которые могут рассматриваться как профессиональное заболевание – шумовая болезнь. Работа оператора технологических установок связана с нахождением в рабочей зоне. Нормативным документом, регламентирующим уровни шума для различных категорий рабочих мест служебных помещений, является ГОСТ 12.1.00383«ССБТ. Шум. Общие требования безопасности», согласно которому уровень шума должен находиться в пределах 70-80 Дб при заданных условиях работ [42].

Таблица 21 – Предельно допустимые уровни шума

Рабочее место	Уровни звукового давления, дБ									По шкале
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Цех	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80
Щит управления	96	83	74	68	63	60	57	55	54	65

Методы борьбы с шумом:

- Уменьшение шума в источнике (замена ударных процессов на безударные, своевременный ремонт, замена металлических деталей на пластмассовые);
- Применение дистанционного управления шумными машинами;

– Применение средств индивидуальной защиты. (промышленные беруши, наушники).

Повышенный уровень вибрации в рабочем помещении

Одним из наиболее вредных для человеческого организма производственных факторов является вибрация. Под вибрацией понимается колебание твёрдых тел. Причиной возбуждения вибраций являются возникающие неуравновешенные силовые воздействия при работе насоса и электродвигателя.

При длительном воздействии вибрации на человека страдают отделы центральной нервной системы, желудочно-кишечного тракта и вестибулярного аппарата человека, а также это приводит к профессиональным заболеваниям, основной из которых является – виброблезнь, признаки которой: головокружение, онемение нижних конечностей и потеря ориентации в пространстве.

Требования по ограничению неблагоприятного воздействия вибрации определены в ГОСТ 12.1.012-2004 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования» [43].

Гигиенические нормы вибрации представлены в таблице 23.

Таблица 22 – Гигиенические нормы вибрации

Вид вибрации	Среднеквадратичная скорость, Гц									
	Логарифмический уровень виброскорости									
	1	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500
Цех	-	103	100	101	106	112	118	-	-	-

Для защиты от вибрации по СанПиН 2.2.4/2.1.8.566 – 96 предусматриваются виброизолирующие материалы под оборудование (пружины, резины и другие прокладочные материалы).

Для защиты рук от воздействия локальной вибрации, согласно ГОСТ 12.4.002-74, применяют рукавицы или перчатки следующих видов: со специальными виброзащитными упруго-демпфирующими вкладышами,

полностью изготовленные из виброзащитного материала (литьем, формованием и т.п.), а также виброзащитные прокладки или пластины, которые снабжены креплениями к руке (ГОСТ 12.4.046-78). Для защиты от вибрации, передаваемой человеку через ноги, необходимо использовать обувь на толстой резиновой или войлочной подошве.

Недостаток освещённости

Освещённость объектов нефтяной промышленности должна удовлетворять СНиП 4156 – 86 «Санитарные правила для нефтяной промышленности» [44]. Освещённость рабочих мест должна быть равномерной и исключать возникновение слепящего действия осветительных приспособлений на работающих. Производство работ в неосвещённых местах не разрешается. Во всех производственных помещениях, кроме рабочего, необходимо предусматривать аварийное освещение, а в зонах работ в ночное время на открытых площадках - аварийное или эвакуационное освещение. Светильники аварийного и эвакуационного освещения должны питаться от независимого источника. Вместо устройства стационарного аварийного и эвакуационного освещения разрешается применение ручных светильников с аккумуляторами. Освещённость рабочей зоны должна быть не ниже 30 лк согласно СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение» [45].

Повышенное содержание вредных веществ в воздухе

В ходе производственных операций рабочие могут подвергаться воздействию вредных газов и паров нефти, источником которых являются нарушения герметичности фланцевых соединений, механической прочности фонтанной арматуры (свищи, щели по шву) вследствие внутренней коррозии или износа, превышения максимально допустимого давления, отказы или выходы из строя регулирующих и предохранительных клапанов. Пары нефти и газа при определенном содержании их в воздухе могут вызвать отравления и заболевания. При постоянном вдыхании нефтяного газа и паров нефти

поражается центральная нервная система, снижается артериальное давление, становятся реже пульс и дыхание, понижается температура тела.

Предельно допустимые концентрации вещества согласно ГОСТ 12.1.00588: азота диоксид – 2 мг/м³, бензол – 10 мг/м³, углерода оксид – 20 мг/м³, H₂S – 0,1 мг/м³ [46].

Коллективные средства защиты - устройства, препятствующие появлению человека в опасной зоне. Индивидуальной защиты: очки, защитные маски, противогазы.

8.2.2 Анализ опасных производственных факторов и мероприятия по их устранению

Опасный производственный фактор - фактор среды и трудового процесса, который может быть причиной травмы, острого заболевания или внезапного резкого ухудшения здоровья, смерти.

Опасность поражения электрическим током

При обслуживании агрегатов для перекачки нефти существует опасность поражения электрическим током.

Для защиты обслуживающего персонала от поражения электрическим током при пробое изоляции, защиты от опасного искрения, статического электричества и опасных воздействий молнии на НПС выполняется комплексное защитное устройство, состоящее из нулевых защитных проводников, уравнивающих проводников и заземляющих проводников, заземлителей согласно ГОСТ Р 50571.3-94 [47].

Средства защиты от поражения электрическим током:

1) Перчатки (Защитные перчатки должны быть широкими и не менее 35 см в длину, чтобы их было удобно надевать поверх шерстяных перчаток, а сами они покрывали кисть и часть руки.);

2) Обувь (Галоши и ботинки предназначены для защиты от земного и шагового напряжений.);

3) Подставки (Подставки делают из стекла, фарфора или металла, металл нельзя использовать для соединения, минимальный размер — $0,75 \times 0,75$ м.);

4) Указатели (Для проверки техники с рабочим напряжением менее 500 Вольт.);

5) Щиты (Щиты для временных ограждений электрических установок делают из промасленного дерева или текстолита.).

Пожароопасность

Главным источником формирования данного фактора является возможностью возникновения заряда статического электричества вследствие трения слоев нефти (конденсата) друг о друга или со стенкой трубы (оборудования). Электрические заряды при перекачке нефтепродуктов возникают как в самом нефтепродукте, так и на стенках сосудов, трубопроводов, в которых она находится. Величина возникающего заряда статического электричества в некоторых случаях достаточна для возникновения мощного электрического разряда, который может послужить источником зажигания и возникновения пожара. Технологические операции с нефтепродуктами, являющимися хорошими диэлектриками, сопровождаются образованием электрических зарядов – статического электричества. Для устранения опасности разрядов статического электричества при технологических операциях необходимо предусматривать следующие меры:

- заземление резервуаров, цистерн, трубопроводов;
- снижение интенсивности генерации зарядов статического электричества путем уменьшения скорости налива при правильном подборе диаметра трубопровода.

Заземляющие устройства для защиты от статического электричества объединены с заземляющими устройствами для электрооборудования и молниезащиты. Ручной отбор проб допускается не ранее, чем через 10 минут

после прекращения налива. Пробоотборник должен иметь токопроводящий приваренный к его корпусу медный тросик. Перед отбором пробы пробоотборник должен быть надежно заземлен путем подсоединения медного тросика к клеммному зажиму, расположенному преимущественно на перильном ограждении резервуара. Осмотр и текущий ремонт заземляющих устройств защиты от проявлений статического электричества должны проводиться одновременно с осмотром и текущим ремонтом технологического и электротехнического оборудования. Измерения электрических сопротивлений заземляющих устройств должны проводиться не реже одного раза в год.

Нормативные документы, регулирующие пожарную безопасность на предприятии, осуществляющем строительные-монтажные работы, являются: ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. «Пожарная безопасность. Общие требования» [48], «СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений» и СНиП П2-80 «Противопожарные нормы проектирования зданий и сооружений

Опасность механических повреждений

Источниками механических опасностей являются движущиеся части агрегатов и механизированные устройства.

Согласно ГОСТ 12.2.009-80 опасной скоростью перемещения подвижных частей оборудования, способных травмировать ударом, является скорость более 0,15 м/с.

Движущиеся части оборудования представляют опасность травмирования рабочего в виде ушибов, порезов, переломов и др., которые могут привести к потере трудоспособности. Опасность заключается в том, что работа проводится с рабочим двигателем, соответственно вал двигателя находится в движении, соответственно вал двигателя находится в движении, что может привести к механическим повреждениям частей тела человека.

В соответствии с ГОСТ 12.2.003-74 «ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности» движущие части производственного оборудования, если они являются источником опасности,

должны быть ограждены, за исключением частей, ограждение которых не допускается функциональным их назначением [49]. Одним из важных условий безопасного труда является недоступность подвижных частей оборудования, для рабочего, в ходе технологического процесса. Для этого проводят следующие мероприятия:

1. Устанавливают защитные устройства (местные ограждения, крышки, кожуха и др.).
2. На наружной стороне ограждений наносят предупреждающий знак опасности по ГОСТ 12.4.026-76.
3. Устанавливают предохранительные и блокирующие устройства.

8.3 Экологическая безопасность

Основными типами антропогенных воздействий на природу являются:

- загрязнение окружающей среды промышленными и бытовыми отходами; развитие отрицательных физико-геологических процессов в зоне строительства и эксплуатации объектов (изменение поверхностного стока, заболачивание, подтопление, развитие оврагов, оползней, эрозии, активизация криогенных процессов на участках распространения многолетнемерзлых пород, засоление выходом сеноманских вод).
- загрязнение окружающей среды нефтью и конденсатом вследствие несовершенства технологии, аварийных разливов и несоблюдение природоохранных требований;

Основными мерами по охране окружающей среды являются:

- сокращение потерь нефти и конденсата, повышение герметичности и надежности промыслового оборудования;
- оптимизация процессов сжигания топлива, снижение образования токсичных продуктов сгорания.

К сфере защиты ОС и рационального использования природных ресурсов относится и экономия ресурсов, в частности, энергетических. Реальным вкладом здесь может стать экономия электрической и тепловой

энергии на территории предприятия. Во-первых, это улучшает экономические показатели деятельности предприятия (уменьшение расходов на электротепловую энергию). Во-вторых, экономия энергии означает уменьшение газа, мазута, угля, сжигаемого в топках котлов ТЭС и электроустановок (котельных) промпредприятий города Томска и области и одновременное уменьшение выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух. Несмотря на кажущуюся малость вклада в энергосбережение и в защиту атмосферного воздуха от загрязнения массовое движение в этом направлении, в том числе, в быту, принесет значимый эффект.

Работа в насосном цеху сопряжена с образованием и выделением газообразных, жидких и твердых отходов.

Защита атмосферы

Газообразные отходы, загрязняющие воздух помещения: естественные выделения - углекислый газ, пары воды, летучие органические соединения - ЛОС (альдегиды, кетоны), азотистые соединения и др. органов дыхания человека; бытовая пыль; ЛОС, выделяющиеся в процессе эксплуатации отделочных материалов, лакокрасочных покрытий мебели и др.

Перед выбросом воздух помещений подвергается обязательной очистке в фильтровентиляционных системах, что предотвращает атмосферу от загрязнения.

Защита гидросферы

Жидкие отходы - бытовые отходы, образующиеся в процессах влажной уборки помещений, при пользовании водопроводом, туалетом и т.п., сбрасываются в городскую канализацию и далее поступают в системы централизованной очистки на городских очистных сооружениях.

Защита литосферы

При обращении с твердыми отходами: бытовой мусор (отходы бумаги, отработанные специальные ткани для протирки офисного оборудования и экранов мониторов, пищевые отходы); отработанные люминесцентные лампы; офисная техника, комплектующие и запчасти,

утратившие в результате износа потребительские свойства – надлежит руководствоваться Постановлением Администрации г. Томска от 11.11.2009 г. №1110 (с изменениями от 24.12.2014): бытовой мусор после предварительной сортировки складируют в специальные контейнеры для бытового мусора (затем специализированные службы вывозят мусор на городскую свалку); утратившее потребительские свойства офисное оборудование передают специальным службам (предприятиям) для сортировки, вторичного использования или складирования на городских мусорных полигонах. Отработанные люминесцентные лампы утилизируются в соответствии с Постановлением Правительства РФ от 03.09.2010 №681. Люминесцентные лампы, применяемые для искусственного освещения, являются ртутьсодержащими и относятся к 1 классу опасности. Ртуть люминесцентных ламп способна к активной воздушной и водной миграции. Интоксикация возможна только в случае разгерметизации колбы, поэтому основным требованием экологической безопасности является сохранность целостности отработанных ртутьсодержащих ламп. Отработанные газоразрядные лампы помещают в защитную упаковку, предотвращающую повреждение стеклянной колбы, и передают специализированной организации для обезвреживания и переработки. В случае боя ртутьсодержащих ламп осколки собирают щеткой или скребком в герметичный металлический контейнер с плотно закрывающейся крышкой, заполненный раствором марганцевокислого калия. Поверхности, загрязненные боем лампы, необходимо обработать раствором марганцевокислого калия и смыть водой. Контейнер и его внутренняя поверхность должны быть изготовлены из неадсорбирующего ртуть материала (винипласта).

8.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях (ЧС)

Чрезвычайная ситуация - опасное природное явление. Чрезвычайные ситуации постоянно сопровождают человека, угрожают его жизни, приносят

боль, страдания, травмы, гибель людей, повреждают и уничтожают материальные ценности, наносят ущерб окружающей природной среде, обществу, цивилизации.

Возможными ЧС на данном производстве являются взрывы. Взрывы происходят по разным причинам, чаще всего из-за загазованности рабочей зоны и пренебрежения техники безопасности. При взрыве на предприятии возможны повреждения внутренних органов, разрыв кровеносных сосудов, барабанных перепонки, сотрясение мозга, переломы и травмы. Кроме того, ударная волна может отбросить человека на значительное расстояние и причинить ему при ударе о землю (или препятствие) различные повреждения.

Наиболее вероятные чрезвычайные ситуации при эксплуатации центробежного насоса может быть возникновение пожара. Пожаром называется неконтролируемое горение вне специального очага. Пожары причиняют значительный материальный ущерб, в ряде случаев вызывают тяжелые травмы и гибель людей. Основополагающими законодательными актами в области пожарной безопасности являются Федеральные законы "О пожарной безопасности" и "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности" определяющие общие правовые, экономические и социальные основы обеспечения пожарной безопасности в Российской Федерации.

К мерам предотвращения пожара относятся: применение средств защитного отключения возможных источников загорания (защитного зануления); применение искробезопасного оборудования; применение устройства молниезащиты здания; выполнение правил (инструкций) по пожарной безопасности.

К мерам противопожарной защиты относятся: применение пожарных извещателей; средств коллективной и индивидуальной защиты от факторов пожара; системы автоматической пожарной сигнализации; порошковых или углекислотных огнетушителей, два ящика с песком 0,5 м³.

Организационно-технические мероприятия: наглядная агитация и инструктаж работающих по пожарной безопасности; разработка схемы действий администрации и работающих в случае пожара, организация эвакуации людей; организация внештатной пожарной дружины.

При обнаружении загорания рабочий немедленно сообщает по телефону 01 в пожарную охрану, сообщает руководителю, приступают к эвакуации людей и материальных ценностей. Тушение пожара организуется первичными средствами с момента обнаружения пожара. Пострадавшим при пожаре обеспечивается скорая медицинская помощь.

Современная система электробезопасности обеспечивает защиту от поражения в двух наиболее вероятных и опасных случаях:

- при прямом прикосновении к токоведущим частям электрооборудования;
- при косвенном прикосновении.

Под косвенным прикосновением понимается прикосновение человека к открытым проводящим частям оборудования, на которых в нормальном режиме (исправном состоянии) электроустановки отсутствует электрический потенциал, но при каких-либо неисправностях, вызвавших нарушение изоляции или ее пробой на корпус, на этих частях возможно появление опасного для жизни человека потенциала.

Для защиты от прямого прикосновения к токоведущим частям, согласно п.412. служат изоляция токоведущих частей, применение ограждений и оболочек, установка барьеров, размещение вне зоны досягаемости, устройства защитного отключения (УЗО).

Для защиты от косвенного прикосновения применяются: защитное заземление и защитное зануление.

Даже если при электропоражении работающий внешне сохранил формат нормального самочувствия, он должен быть осмотрен врачом с заключением о состоянии здоровья, т.е. пострадавшему должна быть

обеспечена скорая медицинская помощь. Предварительно пострадавший должен быть освобожден от действия электрического тока. Если при этом отключить напряжение быстро невозможно, освобождение от электричества пострадавшего необходимо производить, изолировав себя диэлектрическими перчатками или галошами. При необходимости перерезать провода (каждый в отдельности) инструментом с изолированными ручками. Если есть необходимость (при потере сознания, остановке сердца и т.п.) оказания первой помощи, то до прибытия медработника необходимо начать делать: наружный массаж сердца, искусственное дыхание.

Для предотвращения от поражения электрическим током при прикосновении к корпусам электроустановок, находящихся под напряжением при пробое изоляции или в других случаях, необходимо рассчитать и установить защитное заземление.

Вывод по разделу

В главе социальная ответственность были выявлены, как вредные, так и опасные факторы. Произведен анализ способов борьбы с ними, рассмотрено потенциальное воздействие на окружающую среду: гидросферу, литосферу и атмосферу.

Практическая значимость полученных результатов важна для организации безопасных производственных условий. Производственная работа в насосном цехе нефтеперекачивающей станции организована в соответствии со всеми требованиями и нормами и не нуждается в улучшении и совершенствовании.

Заключение

Результатом проведения данной работы является исследование основных типов гидродинамических муфт, подбор оборудования для привода центробежного насоса с гидромуфтой. Были рассмотрены преимущества и недостатки применения гидромуфт.

Была смоделирована 3D гидромуфта в ПО SolidWorks, также было произведено испытание работы гидромуфты с различными параметрами в ПО Ansys Fluid. В ходе исследования был сделан вывод, что гидромуфта с 12-ю лопастями, наполненная маслом на 90%, удовлетворяет рациональным параметрам исследуемого привода.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» был проведен SWOT-анализ проекта с определением его сильных и слабых сторон, а также с определением угроз и возможностей при его осуществлении. Для научно-исследовательского проекта был определен бюджет затрат, который составил 248742,05 рублей.

В разделе «Социальная ответственность» проведен анализ возможных вредных факторов (например, повышенный уровень шума, повышенный уровень вибрации). В качестве опасных факторов выявлены повышенная пожароопасность, наличие быстровращающихся механизмов, опасность поражения электрическим током.

Список литературы

1. Костенко, Д. А. Регулируемые приводы: возможности, затраты, эффективность / Д. А. Костенко, В. Б. Иванов // ТЭК. — 2008. — № 4. — С. 30–33.
2. Ситас, В. И. Гидромуфта Фойт — конкурентоспособный регулируемый привод для энергетики / В. И. Ситас, А. Пёшк, М. Рихтер // Энергетик. — 2005. — № 2. — С. 45.
3. Ситас, В. И. Применение регулируемых гидромуфт для уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды электростанций / В. И. Ситас, А. Пёшк, Р. М. Фаткуллин // Электрические станции. — 2003. — № 2. — С. 61–65.
4. Иванов, В. Б. К вопросу о сравнительной эффективности механотронного и частотно-регулируемого приводов / В. Б. Иванов, М. Рихтер, В. И. Ситас // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2012. — № 3/10(57). — С. 32–35. — Режим доступа:
URL: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/4180>
5. Alas, P. Electro Compression a Challenging Alternative: How and Why to Choose a Gas Turbine or an Electric Motor to Drive a Centrifugal Compressor / P. Alas, E. Noulette // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference GT 2013, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA. — ASME International, 2013. — 9 p. doi:10.1115/gt2013-94163
6. Фаткуллин, Р. М. Об экономической эффективности применения регулируемого привода на питательных насосах ТЭЦ с поперечными связями / Р. М. Фаткуллин, О. В. Зайченко, В. Э. Кремер // Энергетик. — 2004. — № 4. — С. 9–11.
7. Фардиев, И. Ш. О целесообразности и опыте применения гидромуфт на вспомогательном оборудовании ТЭС с поперечными связями / И. Ш. Фардиев, А. А. Салихов, Р. М. Фаткуллин // Энергетик. — 2004. — № 5. — С. 15–18.

8. Костенко, Д. А. Перекачка газа должна быть экономной / Д. А. Костенко, В. Б. Иванов // ТЭК. — 2007. — № 6. — С. 114–117.
9. Технические характеристики электродвигателя АИР315М4. [Электронный ресурс]: URL: http://electronpo.ru/dvigatel_air315m
10. Абуталипов Р. Р., Багманов А. А., Бажайкин С. Г. Модернизированные насосы ЦНС 105-141-2 и ЦНС 180-382-2. Испытания и подконтрольная эксплуатация // Обзорная информация. Серия «Транспорт и хранение нефти». М. : ВНИИОЭНГ, 1991. С. 92.
11. Центробежные насосы в системах сбора, подготовки и магистрального транспорта нефти / А. Г. Гумеров [и др.] // М. : Недра, 1999. 295 с.
12. Исследование режимов работы, показателей надежности и ресурса нефтяных магистральных насосов типа НМ (промежуточный отчет). Тема 2-2-76, этапы I, II, III. Уфа : ВНИИСПТнефть, 1977.
13. . Багманов А. А. Исследование и разработка методов повышения эффективности системы поддержания пластового давления с применением насосов типа ЦНС : дис. ... канд. техн. наук. Уфа : 2006. 120 с.
14. Велижанин В. С. Разработка мероприятий по повышению безопасности работы насосных агрегатов систем поддержания пластового давления : дис. ... канд. техн. наук. Уфа : 2006. 120 с.
15. Высокоскоростные подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков, работающих при температурах до 200 °С, для насосов и паровых турбин. Проблемы импортозамещения / И. Г. Горячева [и др.] // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе : труды VIII Международной научно-технической конференции «СИНТ'15». Воронеж : Научная книга, 2015. С. 67–80.
16. Байбородов Ю. И., Белоусов А. И. Решение проблемы создания ЭМП подшипников – опор скольжения нового поколения // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на

их основе : труды VIII Международной научно-технической конференции «СИНТ'15». Воронеж : Научная книга, 2015. С. 86–103.

17. . Велижанин В. С., Малышев И. В., Лобынцева И. В. Применение углепластика ФУТ в насосах типа ЦНС, предназначенных для систем ППД и нефтесбора // Вопросы материаловедения. 2009. № 1. С. 77–80.

18. Современные машиностроительные материалы. Неметаллические материалы : справочное издание / Г. И. Николаев [и др.] ; под ред. И. В. Горынина, А. С. Орыщенко. СПб. : Профessional, 2014. 916 с.

19. Исследование процесса трения угле- и органоластов / А. П. Краснов [и др.] // Фундаментальные проблемы механики и смежных наук в изучении многомасштабных процессов в природе и технике : сборник научных трудов ; под ред. И. Г. Горячевой, Н. Ф. Морозова. Спб. : из-во Политехнического ун-та, 2014. С. 236–253.

20. Трение полимерных самосмазывающихся композитов, армированных термостойкими тканями / А. С. Юдин [и др.] // Трение и износ. 2013. Т. 34. № 4. С. 599–607.

21. Охлопкова А. Л., Гоголева О. В., Шиц Е. Ю. Полимерные композиционные материалы на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и ультрадисперсных соединений // Трение и износ. 2004. № 2 (25). С. 202–206.

22. Багманов А. А. Насосы системы ППД нефтяных месторождений. Уфа : ИПТЭР, 2006. 97 с.

23. Ахметгалиев Р. З. Повышение эффективности транспортирования центробежными насосами водонефтяных эмульсий по промышленным трубопроводам : дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2006. 102 с

24. Бажайкин С. Г. Исследование характеристик и модернизация насосных агрегатов нефтяных промыслов : дис. ... д-ра техн. наук. Уфа, 2000. 311 с.

25. Технические характеристики ЦНС 315-126. [Электронный ресурс]: URL: https://www.hms.ru/pumps_catalog/detail.php?ELEMENT_ID=1446
26. Гидромуфты фирмы Rotofluid. [Электронный ресурс]: URL: http://www.westcar.it/docs/catalogo_Rotofluid_eng.pdf
27. Сазанов Б.В., Промышленные теплоэнергетические установки и системы : учеб. пособие для вузов / Б.В. Сазанов, В.И. Ситас. - М. : Издательский дом МЭИ, 2014. - 275 с.
28. H. Huitenga and N. K. Mitra, Improving startup behavior of fluid couplings through modification of runner geometry: Part I- Modification of runner geometry and its effects on the Operation Characteristics, J. Fluids Eng., 122 (2000) 683- 688
29. H. Huitenga and N. K. Mitra, Improving startup behavior of fluid couplings through modification of runner geometry: Part II- Modification of runner geometry and its effects on the operation characteristics, J. Fluids Eng., 122 (2000) 689- 693.
30. S. B. Ainley, R. D Flack, K. Brun and T. J Rovello, Laser velocimeter measurements in the pump of an automotive torque converter Part I- Effect of speed ratio, International J. of Rotating Machinery, 6 (3) (2000) 167-180.
31. A. Habsieger and R. D Flack, Flow characteristics at the pump–turbine interface of a torque converter at extreme speed ratios, International J. of Rotating Machinery, 9 (2003) 419-426.
32. R. D. Flack, S. B. Ainley, K Brun and L. Whitehead, Laser velocimeter measurements in the pump of an automotive torque converter Part II- effect of pump speed and oil viscosity, International J. of Rotating Machinery, 6 (3) (2000) 181- 190.
33. U. Hampel, D. Hoppe, K.-H. Diele, J. Fietz, H. Holler, R. Kernchen, H.-M. Prasser and C. Zipper, Application of gamma tomography to the measurement of fluid distributions in a hydrodynamic coupling, Flow Measurement and Instrumentation, 16 (2005) 85-90.

34. M. J. Da Silva, Y. Lu, T. Suhnel, E. Schleicher, S. Thiele, R. Kernchen, K.-H. Diele and U. Hampel, Autonomous planer conductivity array sensor for fast liquid distribution imaging in a fluid coupling, *Sensors and Actuators AL Physical*, 147 (2008) 508-515.
35. N. Jain and A. Tiwari, Comparative study of fluid coupling for oil and water as working fluid, *International J. of Engineering Research and Development*, 8 (2013) 56-61.
36. J. Schweitzer and J. Gandham, Computational fluid dynamics in torque converter: validation and application, *International J. of Rotating Machinery*, 9 (2003) 411-418.
37. L. Fan, W. Ma and W. Cai, Thermal-hydraulic analysis of hydrodynamic coupling, *Advances in Information Sciences and Service Sciences*, 4 (2012) 393-399.
38. Y. Luo, Z. G. Zuo, H. G. Fan and W. L. Zhung, Numerical simulation of the two-phase flows in a hydraulic coupling by solving VOF model, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Beijing, China (2013).
39. Y. Luo, L. H. Feng, S. H. Liu, T. J. Chen and H. G. Fan, Numerical comparisons of the performance of a hydraulic coupling with different pump rotational speeds, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Beijing, China (2013).
40. N. Hur, W. J. Lee, C.-S. Chang and N.-W. Kang, Two- phase flow analysis of a hydraulic coupling, *ASME-JSME- KSME Joint Fluids Eng. Conf.*, Seoul, Korea (2015).
41. N. Hur, M. Moshfeghi and W. J. Lee, Flow and perform- ance analyses of partially-charged water retarder, *Computer and Fluids*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2016.10.033>.
42. ГОСТ 12.1.00383. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. [Электронный ресурс]: URL: <https://internet-law.ru/gosts/gost/803/>

43. ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования. [Электронный ресурс]: URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200059881>

44. СНиП 4156 – 86. Санитарные правила для нефтяной промышленности. [Электронный ресурс]: URL: https://ohranatruda.ru/ot_biblio/norma/246702/

45. СНиП 23-05-95. Естественное и искусственное освещение. [Электронный ресурс]: URL: <http://docs.cntd.ru/document/871001026>

46. ГОСТ 12.1.00588. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. [Электронный ресурс]: URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200003608>

47. ГОСТ Р 50571.3-94. Электроустановки низковольтные. Часть 4-41. Требования для обеспечения безопасности. Защита от поражения электрическим током. [Электронный ресурс]: URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200082275>

48. ГОСТ 12.1.004-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожарная безопасность. Общие требования. [Электронный ресурс]: URL: <http://docs.cntd.ru/document/9051953>

49. ГОСТ 12.2.003-74. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности. [Электронный ресурс]: URL: <http://docs.cntd.ru/document/901702428>

Приложение А
(справочное)

Research and improvement of a drive with a hydrodynamic coupling of a centrifugal pump

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ84	Крылов Дмитрий Евгеньевич		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	д.т.н.		

Консультант-лингвист отделения иностранных языков ШБИП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Макаровских А.В.	-		

Rotofluid fluid coupling

Rotofluid fluid coupling is designed to provide a plant with optimum reliability and durability. It is fitted between the motor (drive) and machine (driven component).

Rotofluid fluid coupling comprises basically two impellers, with radial blades, opposed to each other, one connected to the motor shaft and the other to the input shaft of the Driven Equipment or Machine.

Rotofluid fluid coupling acts like a centrifugal clutch by driving an impeller, the oil passing from the blades to the driven part, which acts as a driven impeller, transmits the power to the Equipment or Machine.

The oil which fills the fluid coupling transfers the torque and also lubricates moving parts.

Fluid couplings are the easiest and cheapest way of creating a perfectly Flexible Drive Train, because no mechanical parts are necessary between the motor and the Equipment or Machine being driven.

Without mechanical parts, there is practically no wear.

Advantages of using Rotofluid fluid couplings:

- 1) a large range of accessories;
- 2) interchangeable accessories on the basic cell;
- 3) the dimensions of the shaft-pulley system are perfectly suited to the needs of the drive train;
- 4) all fluid couplings that use a belt drive are fitted with ball bearings to guarantee above- standard radial loads;
- 5) all the fluid couplings used for horizontal applications are fitted with an elastic flexible coupling, which gives the advantage to the user of being able to replace a flexible element by removing it radially from the coupling without either disturbing the motor or the driven equipment or machine [1].

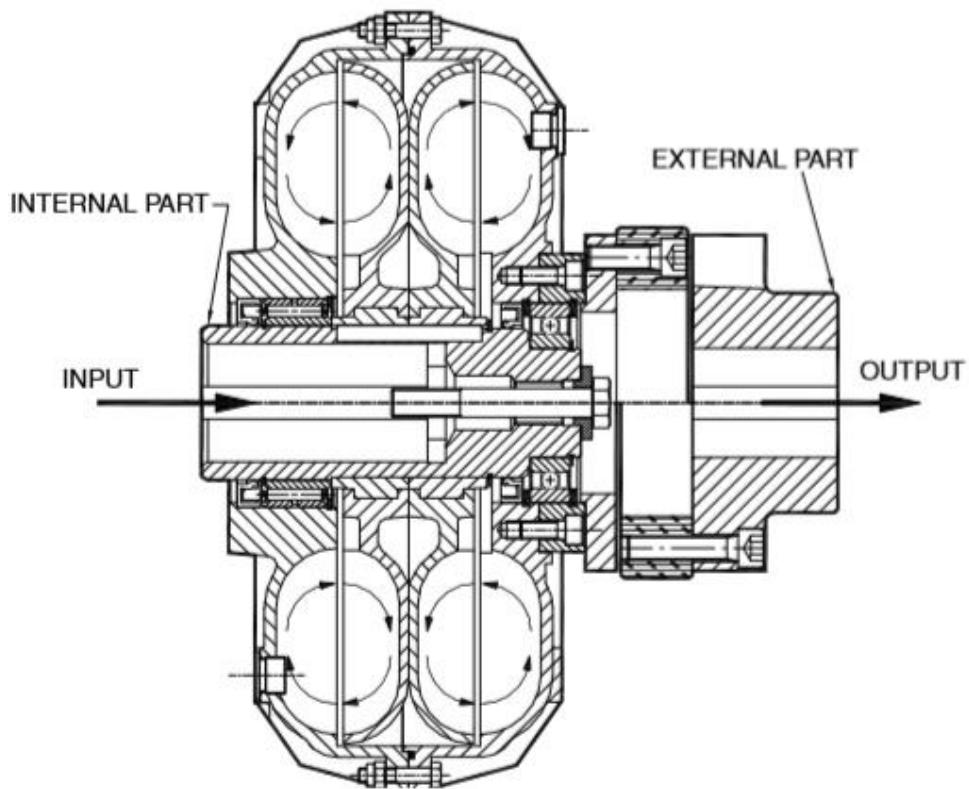


Figure 1 – standard fluid coupling mounting

Advantages of standard mounting:

In standard assemblies, the fluid coupling is mounted with the inner part connected to the motor shaft.

This is common for couplings with pulleys and in line application providing the following benefits:

- standardisation of bores in compliance with UNEL MEC motors;
- during the start-up a motor is less loaded due to the low inertia of the inner part, operating speed is reached with a reduced current peak;
- in line applications, where a brake is required, disc/drum is mounted directly on the reduction gear shaft without increasing the axial length of the coupling;
- in couplings with delay fill chambers, start-up is smoother because oil passes from the delay fill chamber into the circuit due to the centrifugal force reducing the pick torque;

- flexible element mounted on the fluid coupling is less stressed, because the torque is transmitted by the fluid but not with a direct connection to the motor.

Start-up without fluid coupling

Figure 2 represents a typical start-up of an electric motor directly connected to the load. The dotted line represents the energy lost bringing the motor and load up to operating speed.

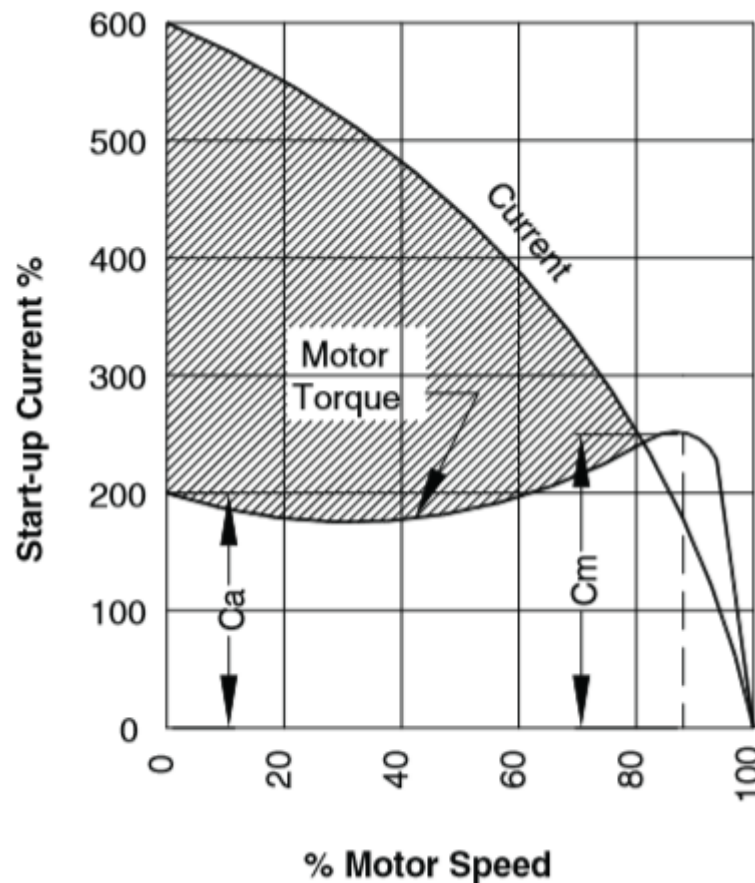


Figure 2 - typical start-up of an electric motor directly connected to the load

As it can be seen, direct start-up has the following disadvantages:

- the difference between start-up torque (C_a) and the load requirement (C_m) is very low; the maximum torque is between 80%-85% of the operating speed;
- the current consumed during start-up may be 6 times up to the rated current causing electrical overloads and higher costs, an increase in motor temperature and fewer possible start-ups;

- application complexity when a high starting torque is required.

Start-up with Rotofluid fluid coupling

In Figure 3 the current consumed by the electric motor starter with fluid coupling is compared with the current consumed by the electric motor starter without it.

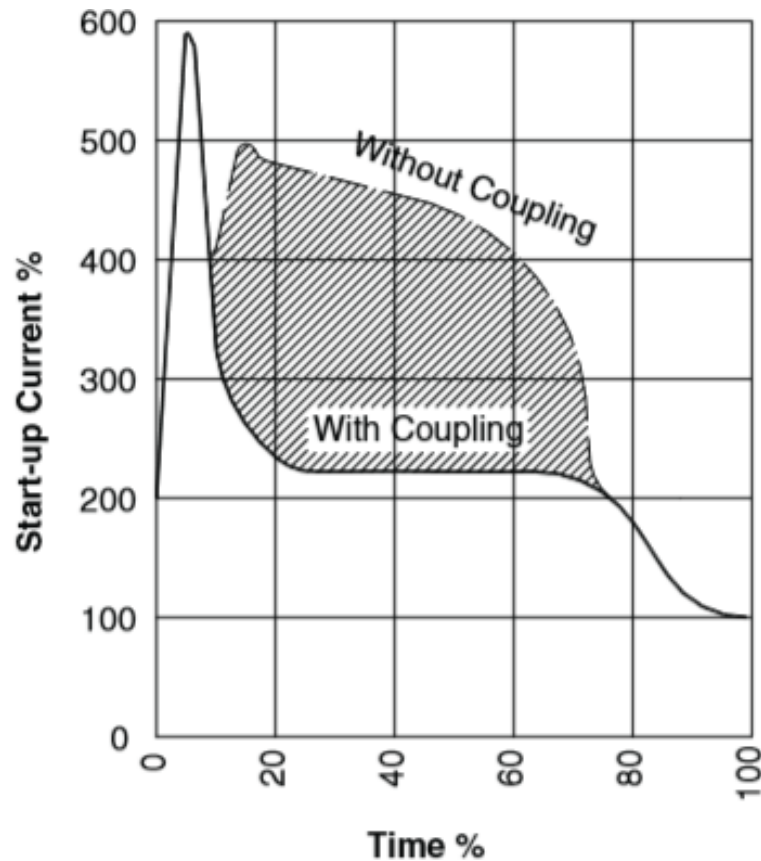


Figure 3 – comparison of the current consumed by the electric motor starter with fluid coupling and the current consumed by the electric motor starter without it

The first curve “Without coupling” is a start-up with direct connection in short circuit. The second curve “With coupling” is the same start-up interposed with the fluid coupling. The crossed-out part represents the difference in energy used for the same start-up with and without fluid coupling.

In the first curve “Without coupling” the current reaches a peak six times exceeding nominal and persists with high values up to the rated engine speed.

In the second curve “With coupling” the peak current remains high for only a few seconds (energy required to accelerate the motor rotor only) and goes down

to acceptable values for the time necessary to bring the machine to scheme. When Rotofluid fluid coupling is interposed between the electric motor and the driven machine, the motor can start-up in short circuit.

Characteristic curves for start-up with fluid coupling

Figure 4 shows a characteristic torque curve for an electric motor, a stall curve of the fluid coupling and a slip curve at operating speed.

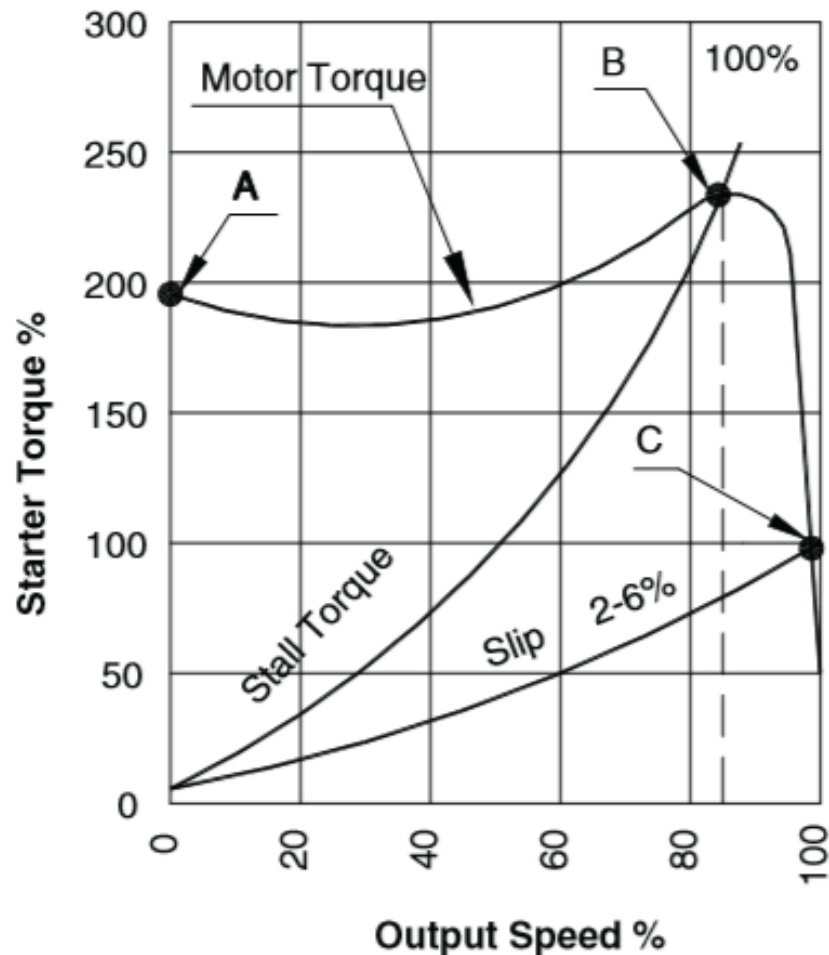


Figure 4 - characteristic torque curve for an electric motor, a stall curve of the fluid coupling and a slip curve at operating speed

The fluid coupling allows the motor to reach 80-85% speed in a few seconds (shift from point A to point B) where it meets the stall curve of the fluid coupling (slip=100%), the point of maximum motor torque.

Point C is the point of functioning of the fluid coupling after the motor has reached operating speed.

For quick selection of the fluid coupling, a nomogram of power and speed at the input is used (Appendix 1). In each case, the choice falls on a line that separates one size from another; it is recommended to choose a larger size, while applying reduced oil filling.

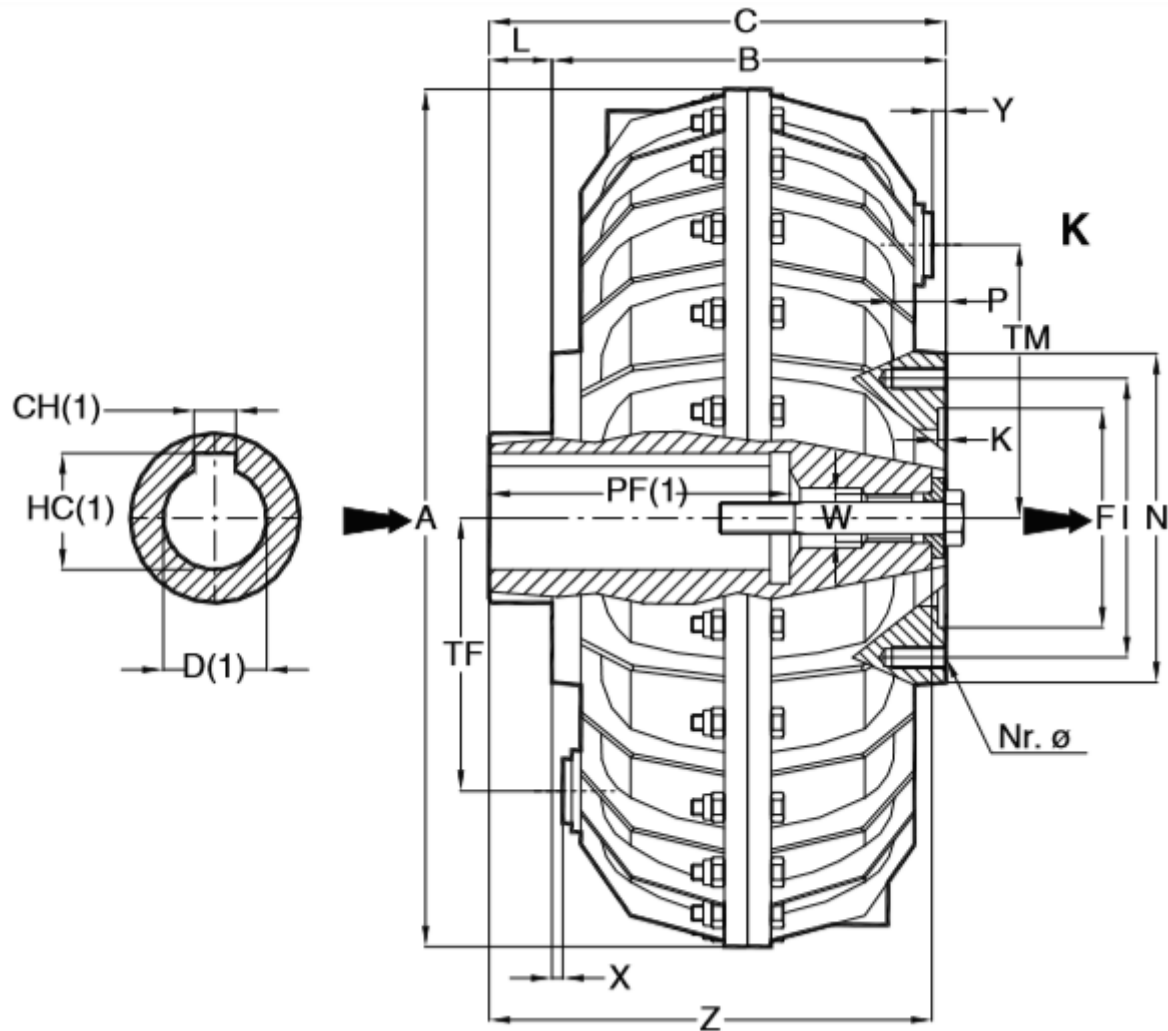


Figure 5 - Rotofluid fluid coupling dimensions

The dimensions of the fluid coupling are shown in table 1 [2].

Table 1 - Fluid Coupling Size

Dimensions in mm									
Bore D	A	B	K	I	L	N	Nr.-ø	P	TF TM
80-90	640	190	4	195	50	225	8- M16	24	265

W	X	Y	Z	C	F ^{H7}				
M36	0	15	234	240	150				

Fluid coupling efficiency calculation

Initial data:

$n_{\text{Э}} = 1480$ rpm - motor shaft speed;

$U = 380$ V - mains voltage;

$I = 352$ Amp - current strength at 380V;

$\eta_{\text{Э}} = 95,5\%$ - motor efficiency;

$\cos \varphi = 0,92$ - power factor;

$n_{\text{H}} = 1475$ rpm - pump shaft speed;

$Q = 315$ m³ / h - pump flow;

$H = 126$ m - pump head;

$\eta_{\text{H}} = 75\%$ - pump efficiency;

$\rho = 0,998$ kg / m³ - oil density.

The rated power on the pump shaft, kW, is directly proportional to the speed of rotation in the cube. By reducing the pump speed by 2 times the power on its shaft decreases by 8 times [3].

$$N_{\text{H}} = \frac{9,81}{3600} \cdot Q \cdot H \cdot \rho \cdot \frac{1}{\eta_{\text{H}}} = \frac{9,81}{3600} \cdot 315 \cdot 126 \cdot 0,998 \cdot \frac{1}{0,75} = 143,92 \text{ kW}$$

When using a fluid coupling, the pump speed is reduced below the maximum equal to the motor speed, the maximum transmitted power on the pump shaft, i.e. when (the motor is connected to the pump without a fluid coupling).

$$N_{\text{H.MAX}} = N_{\text{H}} \cdot \left(\frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{H}}} \right)^3 = 143,92 \cdot \left(\frac{1480}{1475} \right)^3 = 145,39 \text{ kW}$$

The moment on the pump shaft at a given frequency of rotation and power is determined by the ratio:

$$M_{\text{H}} = \frac{30 N_{\text{H}}}{\pi \cdot n_{\text{H}}} = \frac{30 \cdot 143,92}{\pi \cdot 1475} = 0,93 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

The rotation frequency of the pump shaft determines one of the most important indicators of the fluid coupling - sliding:

$$s = \frac{n_{\text{Э}} - n_{\text{H}}}{n_{\text{Э}}} \cdot 100\% = \frac{1480 - 1475}{1480} \cdot 100\% = 0,34\%$$

The power consumed by the $N_{\text{э}}$ W motor can be calculated based on the rating characteristics and current measurement data in the stator winding of the electric motor:

$$N_{\text{э}} = \sqrt{3}IU \cos \varphi \cdot \eta_{\text{э}} = \sqrt{3} \cdot 352 \cdot 380 \cdot 0,92 \cdot 0,955 = 203,55 \text{ kW}$$

Where:

I - current in the stator winding, Amp;

U - mains voltage, V;

$\cos \varphi$ - power factor;

$\eta_{\text{э}}$ - motor efficiency.

Losses in the fluid coupling are equal to the difference in power between the electric motor and the pump:

$$\Delta N_{\text{ГМ}} = N_{\text{э}} - N_{\text{H}} = 203,55 - 143,92 = 59,63 \text{ kW};$$

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{\text{ГМ}} &= N_{\text{э}} - N_{\text{H}} = N_{\text{H}} \left(\frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{H}}} - 1 \right) = N_{\text{H.MAX}} \left(\frac{n_{\text{H}}}{n_{\text{э}}} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{H}}} - 1 \right) = \\ &= N_{\text{H.MAX}} \cdot (\psi^2 - \psi^3), \end{aligned}$$

Where:

$\psi = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{H}}}$ - specific dimensionless parameter.

To determine the value at which the losses in the fluid coupling are maximum, the derivative of the function is equated to zero:

$$\frac{\partial \Delta N}{\partial \psi} = 2\psi - 3\psi^2 = 0.$$

From the expression above it follows that $\psi = \frac{2}{3}$.

Maximum losses in fluid coupling:

$$\Delta N_{\text{ГМ}} = N_{\text{H.MAX}} \cdot 0,148 = 145,39 \cdot 0,148 = 21,52 \text{ kW}$$

The efficiency of the fluid coupling is estimated by the following formula:

$$\eta = \frac{N_{\text{H.MAX}} - \Delta N_{\text{ГМ}}}{N_{\text{H.MAX}}} = \frac{145,39 - 21,52}{145,39} = 0,852 = 85,2\%$$

In conclusion, we note that the use of fluid couplings has a positive economic effect. By using the fluid coupling there is a big energy saving, and the efficiency and durability of the machines are also increased. This is mainly due to the following factors:

1. in fluid couplings there is no rigid connection between the drive and driven shafts, since power is transmitted through the fluid link;
2. due to the comparative simplicity and ease of controlling their work process, it is possible to obtain the desired characteristics of the fluid coupling.

